



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

**JUSSI SUOMI**

**METSÄKONEEN OHJAAMON VÄRÄHTELYJEN JA HEILAH-  
DUSTEN VÄHENTÄMINEN HYDRAULIIKAN AVULLA**

Diplomityö

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala

Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Automaatio-, kone- ja materiaalitekniikan tie-  
dekuntaneuvoston kokouksessa 6. kesäkuu-  
ta 2012

## Tiivistelmä

### TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

**SUOMI, JUSSI:** Metsäkoneen ohjaamon värähtelyjen ja heilahdusten vaimentaminen hydraulikan avulla

Diplomityö, 92 sivua

Elokuu 2012

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Kalevi Huhtala

Avainsanat: Metsäkone, vaimennus, värinä

Metsäkoneen kuljettaja altistuu työssään usein värinälle. Tutkimusten mukaan värinä on aiheuttaa esimerkiksi selkäkipuja. Vuonna 2014 metsäteollisuudessa tulee voimaan valtioneuvoston säädös, jonka avulla pyritään vähentämään metsäalalla työskentelevien henkilöiden värinäaltistusta. Työmukavuuden ja työtehokkuuden lisäämiseksi onkin tärkeää että värinää pyritään vaimentamaan mahdollisimman tehokkaasti.

Työssä käydään ensiksi läpi mitä värinä on, mikä sitä aiheuttaa ja miksi värinää tarvitsee vaimentaa, jonka jälkeen siirrytään vaimennuksen fysikaaliseen periaatteisiin. Seuraavassa osiossa käydään läpi miten värinää arvioidaan standardeissa ja asetuksissa. Tämän jälkeen käydään läpi erilaisia vaimennusjärjestelmätyyppejä ja niiden ominaisuuksia, jonka jälkeen käydään läpi hydropneumaattisen tyypillisiä ominaisuuksia. Seuraavaksi vertaillaan jo olemassa olevia vaimennusjärjestelmiä metsäkoneessa ja niiden hyvää ja heikkoja puolia.

Tämän jälkeen käydään läpi suunnittelua varten tehdyt mittaukset, jossa pyrittiin kerätä tietoja värinästä, jotta voitaisiin suunnitella vaimennusjärjestelmä. Tietoja käytetään hyväksi seuraavassa osiossa, jossa vertaillaan mikä olisi paras tapa vaimentaa värinää kyseisessä tilanteessa ja samalla suunnitella vaimennusjärjestelmä.

Järjestelmän suunnittelun jälkeen parhaiksi todettujen vaihtoehtojen simulointimallit ja simulointi tilanteet esitellään, jonka jälkeen simulointi tuloksia analysoidaan ja vertaillaan ja pohditaan voidaanko järjestelmää parantaa. Tämän jälkeen järjestelmiä verrataan toisiin ja etsitään hyviä ja huonoja puolia ja samalla pyritään löytämään paras kompromissi. Työn lopuksi pohditaan mitä tulevaisuudessa on tulossa vaimennusjärjestelmien osalta ja voidaanko työssä suunniteltua järjestelmää vielä tulevaisuudessa parantaa.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

**SUOMI, JUSSI:** Harvester cabin vibration damping with hydraulics

Master of Science Thesis, 92 pages, 4 Appendix pages

August 2012

Major: Hydraulics

Examiner: Professor Kalevi Huhtala

Keywords: Nordic harvester, damping, vibration

Harvester driver is often exposed to vibration during work. Studies have shown that vibration causes back pain. In 2014, the forest industry will enter into force Council of State Act, which aims to reduce the vibration exposure for those working in forest industry. To improve working conditions and the work efficiency it is important to dampen the vibration as effectively as possible.

First the thesis examines what vibration is, what causes it and why it is important to dampen vibration. This is followed by introduction of the physical principles of damping and vibration. The following section explains how the vibration is evaluated in standards and regulations. After this the thesis goes through a variety of different types of damping systems and their characteristics, after which there's a section about the typical characteristics of the hydropneumatic suspension systems, followed by a comparison of existing forest machine damping and their good and weak points.

After that is the planning of the measurements, which were made to collect vibration data in order to design a damping system. The data is used in favor of the next section, which compares the best ways to dampen vibrations in such a situation, and at the same time design a damping system. The best system designs are then identified and their simulating models and simulating situations are presented. Then the simulation results are analyzed and compared, and there is discussion about how the system can be improved. After this system is compared to other systems and the new systems pros and cons are presented. Finally, the work discusses what the future holds for damping, and can this system designed in this thesis to be improved further in the future.

## ALKUSANAT

Tämän työ on tehty osaksi diplomi-insinööritutkintoani Tampereen Teknillisessä Yliopistossa. Haluaisin kiittää Jari Karenia Sampo-Rosenlewiltä mahdollisuudesta mitata simulointiin tarvittavia tietoja heidän koneellaan ja työhön tarvittavien tietojen toimitamisesta. Haluaisin myös kiittää työn tarkastajaa professori Huhtalaa avusta työn teossa. Lisäksi haluaisin erityisesti kiittää siskoani tuesta työn tekemisessä ja opiskeluni aikana.

Somerolla, heinäkuu 2012

Jussi Suomi

## SISÄLLYS

1	Johdanto .....	1
2	Tärinä ja isku.....	2
3	Tärinän mittaus ja arviointi .....	6
3.1	Tärinän arviointi.....	7
4	Fysikaaliset periaatteet .....	12
4.1	Vaimennus .....	13
4.2	Jousi .....	13
4.3	Kitka.....	15
5	Järjestelmätyypit .....	17
5.1	Passiivinen järjestelmä.....	17
5.2	Puoliaktiivinen järjestelmä.....	18
5.3	Aktiivinen järjestelmä .....	19
6	Hydropneumaattisen jousituksen ominaisuudet.....	20
6.1	Hydropneumaattisen jousituksen vaimennus .....	20
6.2	Hydropneumaattisen jousituksen jousivakio .....	21
7	Vaimennus metsäkoneen ohjaamossa .....	23
8	Tärinän mittaus .....	29
8.1	Mittaustulosten tulkinta.....	30
8.2	Kallistelun vaikutus tärinäarvoihin .....	32
8.3	Tärinän taajuus .....	39
8.4	Vaimennussuunnitelma .....	41
9	Järjestelmän suunnittelu .....	43
9.1	Hydraulijärjestelmän valinta .....	43
9.2	Sylinterit.....	44
9.2.1	Sylinterin pituus.....	45
9.2.2	Sylinterien lukumäärä .....	46
9.2.3	Sylinterien kytkennät .....	47
9.2.4	Esikuormitus .....	50
9.2.5	LS-järjestelmän kytkentä vaimennusjärjestelmään .....	50
9.3	Akut.....	51
9.4	Venttiilit .....	53
9.4.1	Vaimennus .....	53
9.4.2	Vakautus .....	60
9.5	Aktiivinen järjestelmä .....	61
9.6	Ohjaus .....	66
9.6.1	Vakaus .....	66
9.6.2	Vaimennus .....	68
10	Simulointi.....	70
10.1	Simuloitavat järjestelmät.....	70
10.2	Simulointimalli.....	70

10.3 Kaksisynteriset järjestelmät .....	71
10.4 Kolmisynteriset järjestelmät .....	81
10.5 Nelisynteriset järjestelmät.....	87
10.6 Tulosten tulkinta .....	88
11 Yhteenveto .....	90
Lähteet.....	92

## TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

RMS	Root Mean Square on tilastollinen keino ilmoittaa vaihtelevan funktion suuruus
VDV	Vibration Dose Value on muunneltu RMS laskutavasta, joka painottaa enemmän suuria arvoja
LS-järjestelmä	Hydrauliikka järjestelmä, jossa pumppua säädetään kuormituksen mukaan
$X_E$	Etusylinterien pituus [m]
$X_T$	Takasynterien pituus [m]
M	Hytin massa [kg]
g	Maan vetovoima [ $m/s^2$ ]
$\alpha$	Kulma koneen x-akselin ympäri [deg]
$\alpha_r$	Rungon kulma [deg]
$\beta$	Kulma koneen y-akselin ympäri [deg]
k	Jousivakio [N/m]
$K_h$	Hydraulinen jousivakio [N/m]
Be	Tehollinen puristuserroin [ $N/m^2$ ]
$A_m$	Sylinterin männän pinta-ala [ $m^2$ ]
$\omega$	Kulmanopeus [rad/s]
r	Säde [m]
F	Voima [N]
$F_T$	Etupään sylintereitä kuormittava voima [N]
$F_E$	Takapään sylintereitä kuormittava voima [N]
a	Kiihtyvyys [ $m/s^2$ ]
$a_t$	Tangenttikiihtyvyys [ $m/s^2$ ]
$a_n$	Normaalikiihtyvyys tai keskeiskiihtyvyys [ $m/s^2$ ]
$a_w$	Taajuuspainotettu kiihtyvyys [ $m/s^2$ ]
$a_{wx}$	Taajuuspainotettu kiihtyvyys x-suunta [ $m/s^2$ ]
$a_{wy}$	Taajuuspainotettu kiihtyvyys y-suunta [ $m/s^2$ ]
$a_{wz}$	Taajuuspainotettu kiihtyvyys z-suunta [ $m/s^2$ ]
V	Tilavuus [ $m^3$ ]
$l_E$	Etupään sylintereiden etäisyys koneen y-akselista x-akselin suuntaan [m]
$l_T$	Takapään sylintereiden etäisyys koneen y-akselista x-akselin suuntaan [m]
$l_s$	Sylintereiden etäisyys koneen x-akselista y-akselin suuntaan [m]
$l_{cogx}$	Massakeskipisteen etäisyys hytin origosta x-akselin suuntaan [m]
$l_{cogy}$	Massakeskipisteen etäisyys hytin origosta y-akselin suuntaan [m]
$l_{cogz}$	Massakeskipisteen etäisyys hytin origosta z-akselin suuntaan [m]
$l_0$	Sylintereiden suunnitteluasema [m]

# 1 JOHDANTO

Tärinä aiheuttaa ihmiselle terveyshaittoja ja heikentää työ mukavuutta ja –tehokkuutta. Tulevaisuudessa laki määrittää kuinka paljon työntekijä saa altistua tärinälle. Etenkin metsäkoneen tapauksessa tärinä on vakava rasite koneen kuljettajalle ja hidastaa työnopeutta. Ruotsalaisen Skogforsk tutkimuslaitoksen ja VTT:n tekemissä tutkimuksissa on todettu, että tärinöitä voidaan vaimentaa hydraulisesti huomattavia määriä.

Tämän työn tarkoituksena on tutkia tapoja, jolla metsäkoneen ohjaamon tärinöitä ja heilahduksia voidaan vaimentaa hydraulisesti. Tärinän ja heilahduksien vaimentamisella pyritään parantamaan koneen kuljettajan mukavuutta. Tarkoituksena on myös tutkia kuinka tärinää saadaan vaimennettua, jotta se ei rajoita kuljettajan työaikaa.

Työ koostuu neljästä osiosta, aluksi tutkitaan tärinää, heilahduksia ja vaimennusta teoreettisella tasolla, tarkoituksena on esittää fysikaaliset periaatteet, joiden avulla voidaan järjestelmän mitoitusta pohjustaa. Tässä osiossa käydään läpi myös mittaukset, joilla pyrittiin kartoittamaan tärinää jota pyritään vaimentamaan. Tämän jälkeen vertaillaan teoriapohjalta vaimennustekniikoita ja tutkimaan jo olemassa olevia järjestelmiä. Samalla pohditaan mikä tai mitkä tekniikat sopivat testilaitteeseen ja millä niistä voitaisiin päästä mahdollisimman hyvään vaimennukseen.

Seuraavaksi järjestelmiä ja vaimennustekniikoita vertaillaan simuloinnin avulla. Simuloinnissa pyritään tutkimaan järjestelmien dynaamisen käyttäytymisen eroja ja miten järjestelmät käyttäytyvät eri olosuhteissa. Simuloinnissa myös tutkitaan erilaisten hydraulipiirien toimintaa vaimennusjärjestelmässä ja niiden vaimennusta. Lopuksi järjestelmän toimivuutta tutkitaan käytännössä ja hytin tärinöitä ja heilahduksia vaimentamattomaan tilanteeseen. Samassa pyritään pohtimaan järjestelmän mahdollisia heikkouksia ja mahdollisia kehityskohteita.



## 2 TÄRINÄ JA ISKU

Tärinä on synonyymi oskillaatiolle ja värähtelylle. Harri's Shock and Vibration Handbook:ssa värähtely määritellään olevan mekaanista oskillaatiota tasapainopisteen ympärillä. Värähtelyn ominaisuuksista kertoo amplitudi ja taajuus. Värähtely on joko määriteltyä tai satunnaista. Määritelty värähtely seuraa määrättyä kaavaa ja on täysin ennustettavissa sen historian perusteella. Satunnaisen värähtelyn tuleva arvo ei ole ennustettavissa, mutta tuleville arvoille voidaan laskea todennäköisyysarvot. On olemassa kahdenlaista värähtelyä, vapaata ja pakotettua värähtelyä. Vapaassa värähtelyssä kappale tai järjestelmä jää värähtelemään saatuaan vain alkuherätteen, jonka jälkeen järjestelmään ei tuoda enää energiaa. Vapaassa värähtelyssä järjestelmä värähtelee omalla ominaistajuudellaan. Pakotetussa värähtelyssä jatkuva voima tai liike pakottaa kappaleen värähtelemään. Tämä jatkuva voima tuo järjestelmään kokoajan energiaa, joka kompensoi järjestelmän vaimennusta. Pakotetussa värähtelyssä värähtelyn taajuus on sama kuin herätteen taajuus. [Harris & Piersol 2002]

Harri's Shock and Vibration Handbook:ssa määritellään myös isku, jonka kirja kuvaa tärinän lajiksi, jonka heräte on ei-jaksollinen pulssi, askel tai tilapäinen tärinä. Englannin kielen nimensä ”shock” mukaan iskun voidaan kuvata olevan äkillinen ja ennalta arvaamaton ja siihen liittyy myös tietyn tasoinen vakavuus. Yleisesti iskun jälkeen järjestelmä jatkaa värähtelyä ominaistajuudellaan. [Harris & Piersol 2002] Tärinä ja isku voivat olla haluttuja, mutta yleisemmin, ne ovat ei haluttuja [Harris & Piersol 2002].

VTT:n Väre-projektissa todettiin, että tärinää liikkuvissa välineissä yleensä aiheuttaa koneen voimanlähde ja käytön ja liikkumisen aiheuttamat vaihtelut. Metsäkoneen ohjaamon haitallinen tärinä ja heilahdukset vähentävät koneen käyttömukavuutta, hidastaa työnopeutta ja voivat pahimmassa tapauksessa aiheuttaa vaaratilanteita, kun esim. heilahduksesta johtuen kuljettajan kyky hallita konetta häiriintyy. [Väre 2002] Valtion maatalouskoneiden tutkimus laitoksen tutkimuksessa metsäkoneiden melu, tärinä ja heilunta tutkimuksessa todettiin, että haitallinen tärinä ja heilahdukset aiheuttavat kuljettajalle fyysistä rasitusta, joka rajaa aikaa, jonka kuljettaja voi käyttää koneen käyttämiseen. Haitallisen tärinän tuoma lisääntynyt fyysinen rasitus voi aiheuttaa koneen kuljettajalle terveysongelmia, jotka yleisemmin kohdistuvat yläraajoihin ja alaselkään. Tutkimuksen mukaan metsäkoneet kuuluvat ryhmään, jossa kuljettajalla on suuri altistumisriski tärinälle, joka saattaa aiheuttaa terveysvaivoja. [Kättö & Salminen 1973] Tämän takia on vuonna 2005 tullut voimaan valtioneuvoston asetus, joka määrää työnantajat vähentämään työntekijöiden altistusta tärinälle. Maa – ja metsätaloudessa on mahdollista saada siirtymäaikaa asetuksen voimaantuloon vuoteen 2014 saakka [Marjanen 2003 s. 35].

Valtioneuvoston asetuksen mukaan ihmiseen kohdistuva tärinä jaotellaan kahteen luokkaan, käsi- ja kehotärinä. Käsitärinä on tärinää, joka kohdistuu käsiin ja ai-

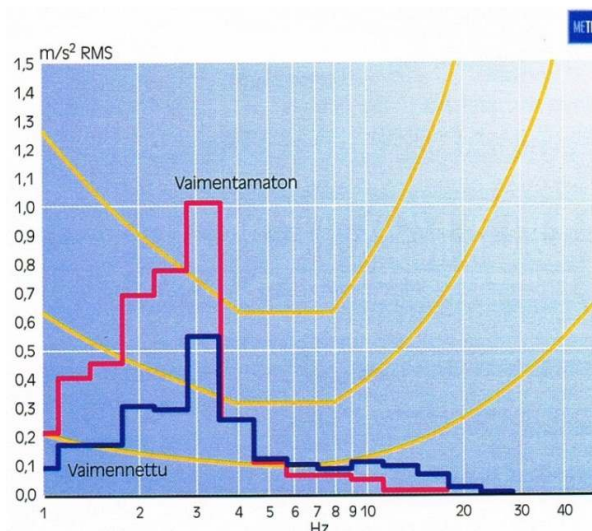
heuttaa haittaa työntekijän terveydelle tai turvallisuudelle. Kehotärinä on nimensä mukaan kehoon kohdistuvaa tärinää, joka aiheuttaa haittaa työntekijän terveydelle tai turvallisuudelle. Molemmat voivat aiheuttaa vammoja työntekijöille, erityisesti kehotärinä voi aiheuttaa työntekijälle alaselän sairauksia tai selkärangan vammoja. Tämän takia on määritetty raja-arvot, jotta koneen valmistajat ja työnantajat pyrkisivät vähentämään työntekijään kohdistuvaa tärinää. Asetuksessa on kehotärinäaltistukselle raja-arvo  $1.15 \text{ m/s}^2$  ja toiminta-arvo  $0.5 \text{ m/s}^2$ . Molemmat arvot ovat kahdeksan tunnin vertailu aikaan suhteutettuja ja niiden laskemistapa on määritetty standardissa ISO 2631-1. Asetus määrittää työnantajalle pakolliset toimenpiteet, jos raja-arvot ylittyvät. Toiminta-arvon ylityksessä on työnantajan toimeenpantava tärinäntorjuntaohjelma, jossa pyritään tärinä vähentämään mahdollisimman alhaiselle tasolle. Osa tätä tärinäntorjuntaohjelmaa on sellaisten työvälineitten valinta, jotka aiheuttavat mahdollisimman vähän tärinää. [VNa 48/2005] Asetus asettaa vaatimukset tärinän vähentämisestä työnantajalle, mutta koneenvalmistaja on velvoitettu ilmoittamaan koneen tärinäarvot, jos ne ylittävät  $0,5 \text{ m/s}^2$  ISO 5008 standardin mukaisella koeradalla [Tervola 2003].

Metallitekniikka lehden artikkelissa kerrotaan VTT:n Täry-projektista, jossa mitattiin työkoneiden tärinäarvoja. Projektissa todettiin että suurimassa osassa mittaustilanteissa valtion asetuksen antamat rajat ylittyivät. Lehden artikkelista löytyvästä taulukosta (kuva 2.1.) löytyy Valtioneuvoston asetuksen mukaisten rajojen käyttöaikoja eri tärinä kiihtyvyyksille.

<b>Kulkuneuvojen ja koneiden päivittäiset käyttöajat eri tärinätasoilla</b>		
Laitteen tehollinen kiihtyvyys $\text{m/s}^2$	Käyttöaika ylemmällä toimenpiderajalla ( $1,15 \text{ m/s}^2$ )	Käyttöaika alemmalla toimenpiderajalla ( $0,5 \text{ m/s}^2$ )
0,5	yli 8 h	8 h
1,15	8 h	1,5 h
2,3	2 h	45 min
4,6	0,5 h	22 min

**Kuva 2.1.** Valtioneuvoston asetuksen sallima käyttöaika eri tärinä kiihtyvyyksillä. [Marjanen 2004 s. 23]

Kuvasta nähdään että tärinän tehollisen kiihtyvyyden kaksinkertaistuessa käyttöaika laskee ylemmällä toimenpiderajalla neljännekseen ja alemmalla toimenpiderajalla puoleen. Kuvasta nähdään myös että perinteisen kahdeksan tunnin työaika saavutetaan alle  $0.5 \text{ m/s}^2$  kiihtyvyyksisarvoilla, kun tarkkaillaan alemman toimenpiderajan ylittymistä.



**Kuva 2.2.** Aktiivisesti vaimennetun ja vaimentamattoman hytin tärinäärovojen ero.. [Marjanen 2003 s. 35]

Kuvasta 2.3 nähdään tärinän kiihtyvyyden arvoja kolmen akselin suunnassa eriytykoneille ja työvaiheille. Kuvasta nähdään, että tärinän arvot ylittävät Valtioneuvoston asetuksen rajat. Näin on etenkin maatalous- ja metsäkoneiden kohdalla.

**Testeissä mitattuja työkonien tärinäärovoja**

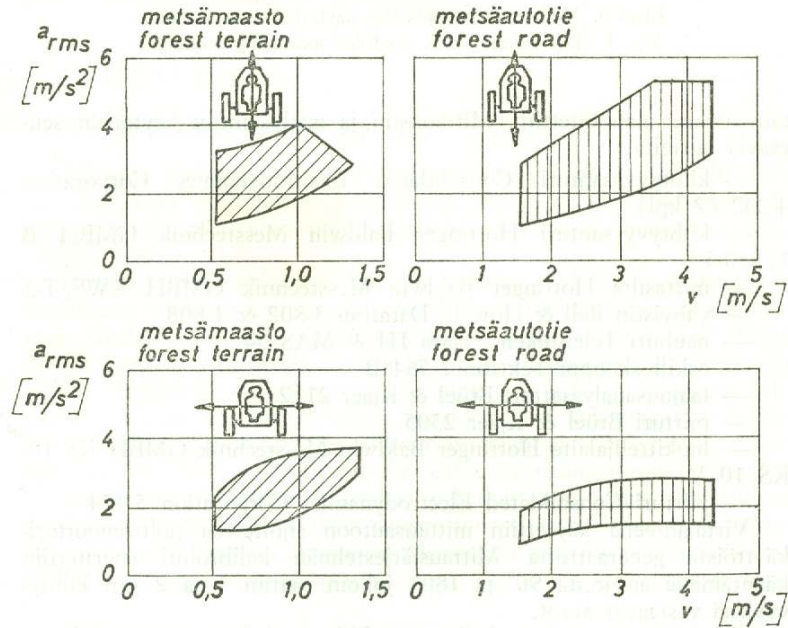
Työkoneen tyyppi	Työvaiheen kuvaus	Taajuuspainotetut RMS-arvot min-max		
		z-suunta	y-suunta	x-suunta
Kuormaaja	kuormauskierto	0,45-1,16	0,5-0,69	0,85-1,15
Kuorma-auto	maansiirto	0,60-0,74	0,56-0,66	0,36-0,43
Maatalous- ja metsäkoneet	liikkuva työskentely	0,38-2,23	0,96-3,43	0,63-2,68
Maatalous- ja metsäkoneet	paikallaan työskentely	0,13-0,23	0,24-0,54	0,24-0,36
Pyöräkuormaaja	kuormaus ja siirto	0,32-0,46	0,35-0,63	0,41-0,72
Pyöräkuormaaja	siirtyminen	0,32-1,11	0,29-1,48	0,13-1,11
Trukki	kuormaus	0,28-1,55	0,38-1,21	0,37-1,14
Yleistyökone	kuormaus	0,28-0,51	0,62-1,02	0,23-0,90
Yleistyökone	siirtyminen	0,21-1,19	0,18-0,55	0,10-0,69

**Kuva 2.3.** VTT:n mitaamia tärinäärovoja eri työkonille, niiden eri työvaiheissa. [Marjanen 2004 s. 23]

Tosin koneen ollessa paikallaan tärinäärvot jäivät alle valtioneuvoston asetuksessa määritettyjen toiminta-arvojen alle. Tämä johtuu siitä, että testeissä mitatut arvot ovat kolmelle eri akselille ja Valtioneuvoston asetuksen rajat ovat jokaisen akselin tärinäärovojen summa. Näin käsitellen myös paikallaan työskentelyn tärinäärvot ylittävät sallitut raja-arvot. Artikkelin kertomassa Täry-projektissa todettiin, että suurin osa koneiden tärinästä johtuu maastosta ja että tärinä on suurimmallaan, kun kone liikkuu suurilla nopeuksilla erittäin epätasaisessa maastossa.

Kuva 2.4. on valtion maatalouskoneiden tutkimuslaitoksen tutkimuksesta ja siitä nähdään nopeuden ja maaston epätasaisuuden vaikutus metsäkoneen tärinän kiihtyvyy-

teen. Tutkimuksessa tutkittiin useampaa metsäkonetta, mistä johtuen kuvaajassa ei ole yksittäistä arvo eri nopeuksilla, vaan vaihtelualue, jolla kiihtyvyyksiä ilmeni. Kuvassa tärinän kiihtyvyyssarvo on kuvaajan y-akselilla ja metsäkoneen ajonopeus on x-akselilla.



**Kuva 2.4.** Metsäkoneen heilunnan muutos ajonopeuteen nähden. [Kättö & Salminen 1973 s. 18]

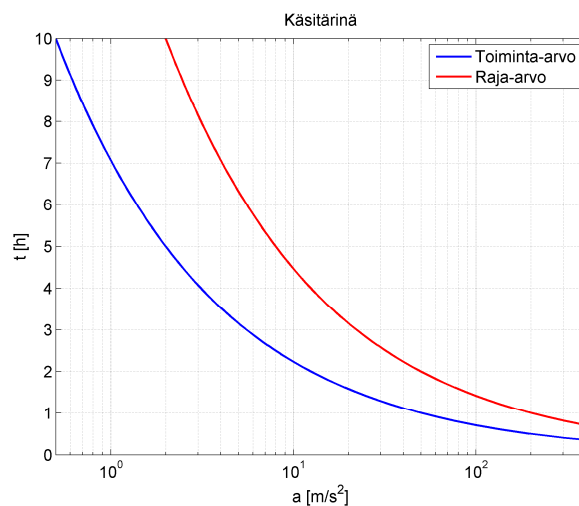
Kuten kuvasta nähdään, pystysuuntainen tärinä on voimakkaasti riippuvainen ajonopeudesta. Samasta kuvasta nähdään, että metsämaastossa tärinä on huomattavasti suurempaa kuin metsäautotiellä. Pystysuuntainen tärinä näyttäisi olevan sivuttaissuuntaa suurempaa. Kuvaajasta voidaan myös nähdä, että sivuttaissuuntainen tärinä tasaantuu tiettyyn kiihtyvyyssarvoon nopeuden kasvaessa. Paras tapa vähentää tärinää siis on pienentämällä koneen liikkumisnopeutta maastossa. Tämä kuitenkin laskee tuottavuutta [Marjanen 2003 s. 39].

Valtion maatalouskoneiden tutkimuslaitoksen vuonna 1973 julkaistussa tutkimuksessa metsätraktoreiden melu, tärinä ja heilunta määritetään taajuudet, jotka ovat vaarallisimpia kuljettajalle. Tutkimuksen mukaan ihminen on herkin 4 Hz – 8 Hz taajuuksiselle pystyheilunnalle, sivuttaisheilunnan todettiin olevan ihmiselle vaarallisin alle 2 Hz: taajuuksilla. [Kättö & Salminen 1973]

Tulevaisuudessa tekniikan kehittyessä voidaan teoriassa jopa 85 – 90 prosenttia tärinästä vaimentaa aktiivisella hytin vaimennuksella [Jönsson et al. 2010]. Tämän takia onkin hyödyllistä kehittää järjestelmiä, jotka vähentävät tärinää ja iskuja ja mahdollistavat koneen kuljettamisen turvallisesti ilman terveyshaittoja pitkiä aikoja, ilman että työnopeus laskee.

### 3 TÄRINÄN MITTAUS JA ARVIOINTI

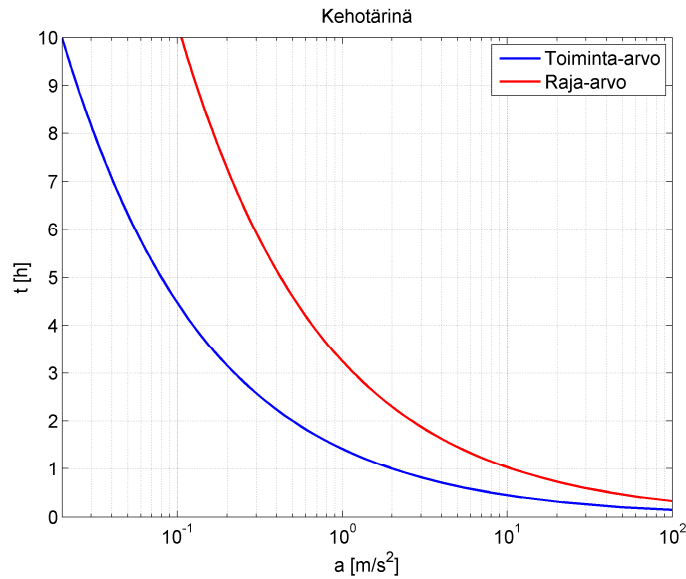
Käsitärinä välittyy yleensä hallintalaitteiden kautta. Käsiin johtuva värinä ei ole yleensä ongelma, mutta se häiritsee metsäkoneessa nosturin hallintaa ja pidemmällä aikavälillä aiheuttaa terveysongelmia. [Almqvist et. al. 1999 s.36] Valtioneuvoston asetuksen määrittämät rajat käsiin ja käsivarsiin kohdistuvaan värinään nähdään kuvassa 3.1



**Kuva 3.1.** Valtioneuvoston asetuksen määrittämät raja-arvot käsitärinälle.

Käsitärinän raja-arvoja verrattaessa koko kehon värinän raja-arvoihin (kuva 3.2.) voidaan huomata, että käsitärinälle sallitaan kehontärinää paljon suurempi altistumisaika samalla kiihtyvyydellä.

Kuvassa 3.2. on kuvattu Valtioneuvoston asetuksen määrittämät rajat koko kehoon kohdistuvaan värinään.

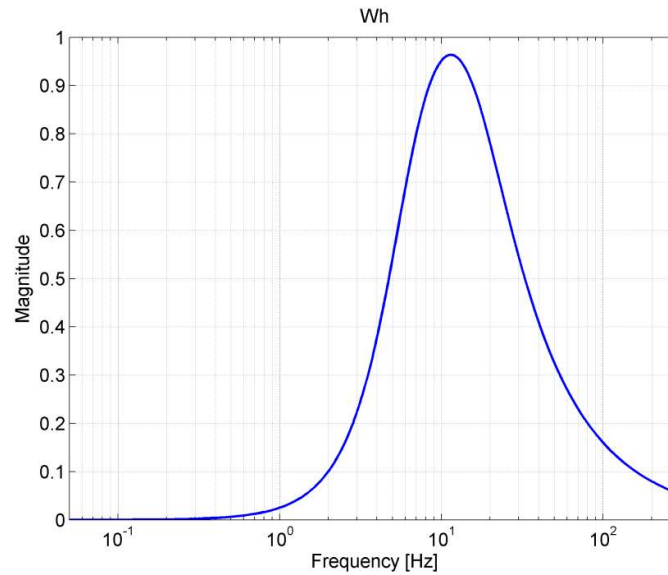


**Kuva 3.2.** Valtioneuvoston asetuksen määrittämät raja-arvot koko kehon tärinälle.

Kuvasta kannattaa huomata, että x-akseli on logaritminen. Toiminta-arvo ilmoittaa ajan minkä ylittyessä työnantajan on ryhdyttävä toimenpiteisiin työntekijän tärinäaltistumisen vähentämiseksi. Raja-arvo käyrä ilmoittaa ajan, jolla tietyllä kiihtyvyydellä asetuksen raja-arvo ylittyy. Kuvasta voidaan huomata, että kiihtyvyyden kaksinkertaistuessa raja-arvon sallima altistumisaika nelinkertaistuu.

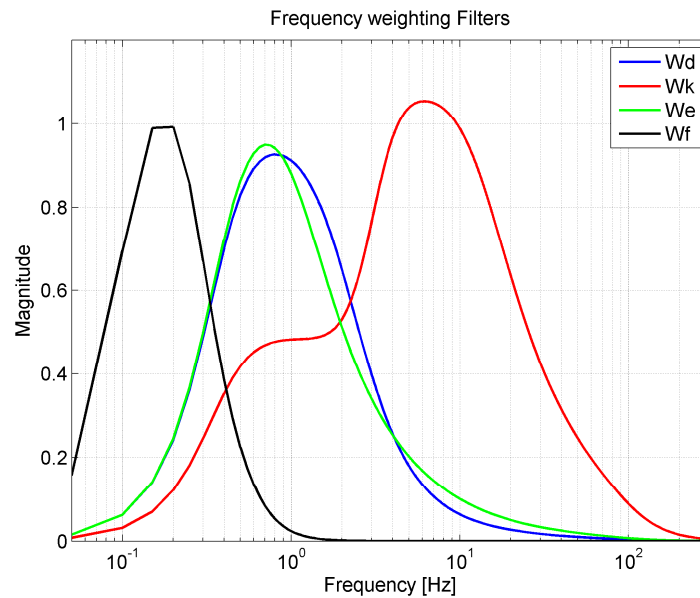
### 3.1 Tärinän arviointi

Valtioneuvoston asetuksessa määritetään tärinä altistumiselle raja-arvot, jotka lasketaan käsitärinän kohdalla standardin ISO 5349-1 mukaan ja kehontärinän kohdalla ISO 2631-1 standardin mukaan. Molemmissa standardeissa on käytössä taajuuspainotukset, jotka pyrkivät kasvattamaan ihmiselle vaarallisia taajuuksia. Kuvassa 3.3. nähdään käsitärinän taajuuspainotus standardin ISO 5349-1 mukaan.



**Kuva 3.3.** ISO 5349-1 standardin mukainen käsitärinän taajuuspainostus.

Kuten kuvasta nähdään alle 1 Hz:n taajuudet vaimentuvat lähes nollaan ja 10 Hz:n lähellä olevat taajuudet pysyvät ennallaan. Standardin mukaan tätä painotusta käytetään jokaiselle tärinä suunnalle, kun taas ISO 2631-1 standardissa on eri suunnille erilaiset taajuuspainotusfunktiot. Nämä taajuuspainotusfunktiot nähdään kuvassa 3.4.. Kuvassa on standardin käyttämät nimitykset painotuksille. Wd painottaa kuvan 5.1. x-akselin, Wk z-akselin ja Wf y-akselin suuntaista kiihtyvyyttä ja We painottaa kiertymää akseleiden x ja y ympäri.



**Kuva 3.4.** ISO 2631-1 standardin mukainen kehoon kohdistuvan tärinän taajuuspainostus.

Kuten kuvasta näkyy, jokainen painotusfunktio on erilainen. Jos vaimennuksella halutaan minimoida pelkästään standardin mukaista arvoa, voidaan vaimennusjärjestelmä säätää vaimentamaan haluttuja taajuuksia tiettyihin suuntiin. X- ja Y-akselin suuntaista tärinää painottavat funktiot  $W_d$  ja  $W_e$  ovat melkein samanlaisia, molemmat painottavat hieman alle 1 hertsin taajuuksia ja vaimentavat alle 0.1 hertsin ja yli 10 hertsin taajuuksia. Näin ollen x- ja y- suuntaisen kiihtyvyyden kannalta vaimennusjärjestelmän taajuuskaista tulisi olla noin 0.1 – 10 hertsiä. Z-akselin suuntaisen tärinän painotusfunktio  $W_k$  eroaa muiden suuntaisista painotusfunktioista, se painottaa suurempia taajuuksia ja funktion huippu osuu noin 10 hertsin kohdalle. Myös funktion taajuuskaista on muita funktioita suurempi. Funktion taajuuskaista on noin 0.1 hertsistä noin 200 hertsiin. Tämä merkitsee että Z-akselin suuntaisen vaimennuksen on pystyttävä vaimentamaan korkeita taajuuksia, verrattuna muiden suuntien vaimennuksiin.  $W_f$  taas painottaa hyvin pieniä taajuuksia, sen taajuuskaista on 0 hertsistä noin 1 hertsiin huipun osuen 0.2 hertsin kohdalle. Tämä merkitsee, että vain hitaat kallistelut akselien X ja Y ympäri vaikuttavat standardin arvoon. Vaikka koneen kuljettaja saattaa tuntea muut kuin standardin painottamat taajuudet, on standardi suunniteltu painottamaan taajuuksia, joille ihminen on herkin [Baes 2008 s.9]. Näin ollen standardin mukaisten taajuuksien vaimentaminen tuo suurimman edun ja näin ollen vaimennusjärjestelmä voidaan suunnitella noudattamaan painotusten taajuuskaistoja.

Kiihtyvyyksien taajuuspainotus on vain osa tärinän käsittelyä, taajuuspainotuksen jälkeen kiihtyvyys arvoista lasketaan tärinän kokoarvo, jotta tärinää olisi helpompi arvioida. ISO 2631-1 antaa kaksi mahdollista tapaa ilmoittaa tärinä arvo. Toinen näistä on niin sanottu root mean square arvo eli RMS-arvo. RMS-arvon lasku kaava on kaava 1.

$$r.m.s = \left( \frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(\xi) d\xi \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Kaavassa  $a_w$  on taajuuspainotettu kiihtyvyys [ $m/s^2$ ] ja  $T$  on mittausaika [s]. Kaavasta nähdään, että kiihtyvyydsarvot korotetaan ensiksi toiseen potenssiin ja lopuksi niistä lasketaan neliöjuuri. Näin saadaan poistettua kiihtyvyydestä mittaus suunnan vaikutus, koska reaalityyden toiseen potenssiin korotus tuottaa aina positiivisen luvun. Näin kiihtyvyyden suunnat eivät kompensoi toisiaan vaan jokainen kiihtyvyydsarvo kasvattaa kiihtyvyyden kokonaisarvoa. Kaavasta nähdään myös, että toiseen potenssiin korotetut arvot integroidaan hetkestä 0 mittauksen loppuun ja tämän jälkeen tulos jaetaan mittausajalla. Näin ollen saadaan mittaustulosten keskiarvo ja mittausajan vaikutus vähenee.

Toinen ISO 2631-1 standardin mukainen tärinä arvo on VDV-arvo eli vibration dose value, suomennettuna tärinäannosarvo. VDV-arvon laskemiseen käytetään hieman eri kaavaa kuin RMS-arvon laskemiseen, VDV:n lasku kaava on kaava 2



$$v dv = \left( \int_0^T a_w^4(t) dt \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

Kaavassa 2  $a_w$  on taajuuspainotettu kiihtyvyys [ $\text{m/s}^2$ ] ja  $\phi$  on integrointi aika [s]. Standardin mukaan VDV on herkempi kiihtyvyyssarvojen piikeille, kuin RMS-arvo [SFS-EN ISO-8041. s.4] VDV:n laskutapa korottaa taajuuspainotetut kiihtyvyyssarvot neljanteen potenssiin, kun taas RMS laskukaavassa ne korotettiin toiseen potenssiin. Tämä aiheuttaa sen että yksittäiset suuret kiihtyvyyssarvot nostavat enemmän VDV-arvoa kuin RMS arvoa. Samalla alle 1 m/s kiihtyvyyssarvoilla on huomattavasti pienempi vaikutus VDV- kuin RMS-arvoon.

Suurin ero RMS ja VDV laskutavoissa on suhteuttaminen mittausaikaan. RMS-arvossa kiihtyvyyssarvoista lasketaan keskiarvo mittausajan suhteen, kun taas VDV:ssä kiihtyvyyssarvot vain summataan toisiinsa integroimalla. Näin ollen RMS-arvoon ei vaikuta kuinka pitkä mittausaika on, mutta VDV:hen se vaikuttaa. Näin ollen VDV-arvo kuvaa nimensä mukaa tärinän määrää, jolle kuljettaja altistuu ja RMS kuljettajan altistuman tärinän kiihtyvyyden keskiarvoa. Valtioneuvoston asetus käyttää RMS-arvoja rajojen määrittämiseen ja altistumisaajan pituus kompensoidaan laskemalla raja-arvoa altistusajan kasvaessa, kuten nähtiin kuvassa 3.2.

RMS-arvoa ei voida kuitenkaan ilmoittaa tällaisinaan. Tässä vaiheessa, jokaiselle suunnalle on vielä oma kiihtyvyyssarvo, jotta voitaisiin ilmoittaa lopullinen tärinäarvo, joka kuvaa tärinää joka akselin suuntaan täytyy arvoja vielä käsitellä. Tähän on kaksi tapaa, ISO 2631-1 määrittää kokonaistärinän arvon kaavan 3 tavalla.

$$a_v = \sqrt{(1,4 * a_{w,x})^2 + (1,4 * a_{w,y})^2 + a_{w,z}^2} \quad (3)$$

Kaavassa  $a_{wx}$  on x-akselin,  $a_{wy}$  on y-akselin,  $a_{wz}$  on z-akselin suuntainen RMS-arvo [ $\text{m/s}^2$ ]. Kuten kaavasta nähdään x- ja y-akselin suuntaiset arvot saavat kertoimen 1,4. Tämä johtuu siitä, että ihminen on näille suunnille z-suuntaan herkempi [Baes 2008 s.8]. X- ja y-suuntien kerroin aiheuttaa sen, että tuon akselin suuntaiset tärinät vaikuttavat kokonaisarvoon z-akselin suuntaista tärinää enemmän. Kaavasta nähdään, että jokaisen akselin suuntainen kiihtyvyyssarvo vaikuttaa kokonaisarvoon ja arvo  $a_v$  kuvastaa hyvin tärinän kokonaismäärää.

Valtioneuvoston asetus ei kuitenkaan seuraa standardia ISO 2631-1 näin tarkasti ja asetuksessa onkin esitetty oma tapa laskea tärinäarvo, jota verrataan raja-arvoihin. Valtioneuvoston asetuksen mukainen laskutapa nähdään kaavassa 4.

$$a_{max} = \max(1,4 * a_{w,x}, 1,4 * a_{w,y}, a_{w,z}) \quad (4)$$

Kaavassa  $a_{wx}$  on x-akselin,  $a_{wy}$  on y-akselin,  $a_{wz}$  on z-akselin suuntainen RMS-arvo [ $\text{m/s}^2$ ]. Kuten standardin mukaisessa tärinäarvossa, myös Valtioneuvoston asetuksen mukaisessa arvossa x- ja y-suuntaan painotetaan kertoimella 1,4, suurin ero on, että valtioneuvoston asetuksessa ei arvoista lasketa keskiarvoa vaan kaikista kolmesta valitaan

maksimiarvo, joka ilmoitetaan. Valtioneuvoston asetuksen tapa ei huomioi tärinän yhteisvaikutusta. Valtioneuvoston laskutapa ei pysty kertomaan paljoakaan tärinästä, koska on monia erilaisia tilanteita, jotka antavat Valtioneuvoston laskutavalla saman tärinäarvon. Esimerkiksi tilanne, jossa  $a_{w,x}$  on 1 m/s ja muut kiihtyvyydet ovat 0 m/s, saadaan arvoksi 1,4 m/s. Tilanteessa, jossa kaikki arvot ovat 1 m/s, saadaan kiihtyvyyssarvoksi myös 1,4 m/s. Kuten huomataan laskutapa antaa monessa eri tilanteessa aivan saman arvon. Valtioneuvostontapa on kuitenkin lain vaatima tapa ilmoittaa tärinäarvot ja tapa on yleisesti käytetty. Näin ollen ohjearvot on monessa tapauksessa laskettu tällä tavalla.

Pelkkä numeerinen arvo ei pysty suoraan kertomaan kuljettajan kokemaan tärinään. Tämän takia on hyvä määrittää arvot, johon mitattuja arvoja voidaan mitattuja arvoja verrata. Vibrationsdämpning av skotare kirjassa annetaan kuljettajan tuntemalle mukavuudelle raja-arvot, jotka nähdään taulukossa 1.

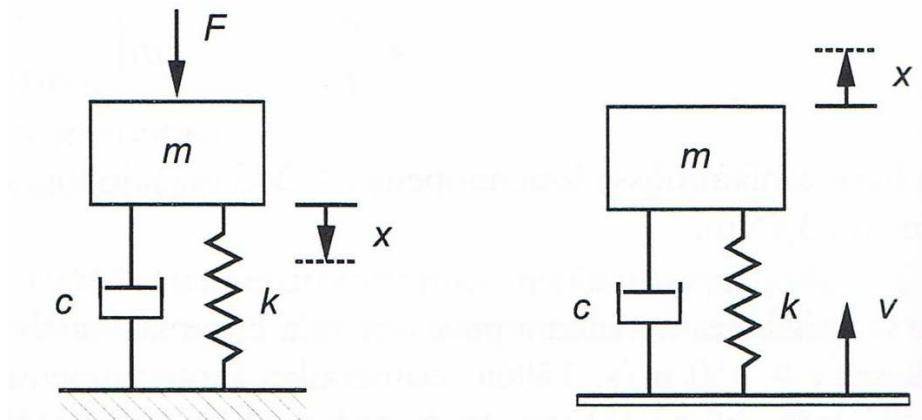
Kuljettajan tuntemus	Raja-arvo [m/s <sup>2</sup> ]
Mukava	>0,315
Hieman mukava	0,315 - 0,63
Hieman epämukava	0,5-1,0
Epämukava	0,8 - 1,6
Erittäin epämukava	1,25 - 2,5
Äärimmäisen epämukava	>2,0

**Taulukko 1.** Kiihtyvyyssarvon aiheuttama kuljettajan tuntemus [Baes 2008 s. 10]

Taulukon avulla voidaan kaavoilla lasketut arvot yhdistää konkreettisesti helpommin ymmärrettävään kuljettajan tuntemukseen. Taulukon arvot ovat ISO 2631-1 standardin mukaisia RMS-arvoja. Samaa taulukko käytetään myös hieman eri muodossa Bauerin kirjassa Hydropneumatic suspension systems subjektiivisen tuntemuksen arvioimiseen eristetyn puolen kiihtyvyyssarvosta [Bauer 2011 s.4]

## 4 FYSIKAALISET PERIAATTEET

Perusvaimennusjärjestelmä voidaan kuvata jousi-massa värähtelijänä. Tällainen yhden vapausasteen värähtelijä nähdään kuvassa 4.1



**Kuva 4.1.** Yhden vapausasteen jousi-massa värähtelijä. [Lahti. 2002. s.12]

Yhden vapausasteen järjestelmällä on nimeensä mukaan vain yksi vapausaste. Tämä tarkoittaa, että järjestelmän osat voivat liikkua vain yhdessä ulottuvuudessa. Kuvan 4.1 järjestelmän osat voivat liikkua vain ylös tai alas eikä mihinkään muuhun suuntaan. Järjestelmä koostuu kolmesta osasta, massasta, jousesta ja vaimentimesta. Jokaisella komponentilla on omat ominaisuutensa, jotka vaikuttavat järjestelmän toimintaan. Massalla on vaan kaksi ominaisuutta, massa ja paikka. Paikasta saadaan johdettua sille nopeus ja kiihtyvyysarvot. Massan vaikututusta järjestelmän arvoihin kuvaa kaavat 5 ja 6.

$$F = m * a \quad (5)$$

$$E = \frac{1}{2} * m * v^2 \quad (6)$$

Kaavan 5 mukaan massa  $m$  [kg] vaikuttaa suoraan voiman määrään, jos kiihtyvyys  $a$  [ $\text{m/s}^2$ ] on vakio. Yleisempää kuitenkin on, että voima ja massa ovat vakioita ja kiihtyvyys halutaan selvittää. Tällöin massa on kääntäen verrannollinen kiihtyvyyteen, eli massan kasvaessa kiihtyvyys pienenee, kun voima on vakio. Toisesta yhtälöstä nähdään että liike-energian määrä  $E$  [J] on suoraan verrannollinen massa. Toisaalta, jos liike-energia on vakio, niin nopeus  $v$  [m/s] on kääntäen verrannollinen massa. Tämä on kriittinen ominaisuus massavaimentimien toiminnassa. Koska järjestelmään tuleva energia on vakio, voidaan massaa kasvattamalla vähentää kappaleen kiihtyvyyttä. Näin ollen järjestelmän vaste pienenee. Jousen ja vaimennuksen ominaisuudet käydään läpi omissa kappaleissa.

## 4.1 Vaimennus

Vaimennus tarkoittaa hallittua energiahäviötä [Harris & Piersol 2002]. Tärinän ja heilahduksien vaimentaminen voidaan kohdistaa kolmeen eri kohteeseen herätteeseen; siirtotiehen ja vasteeseen [Väre 2002]. Heräte tarkoittaa ilmiötä, joka synnyttää tärinän tai iskun. Siirtotie on reitti, jota pitkin tärinä tai heilahdus etenee koneen rakenteissa. Vaste on se tärinän osa, joka voidaan mitata tai tuntea. Tässä työssä keskitytään siirtotien muuttamisen siten, että värähtely ja heilahdukset vähenevät koneen rakenteissa.

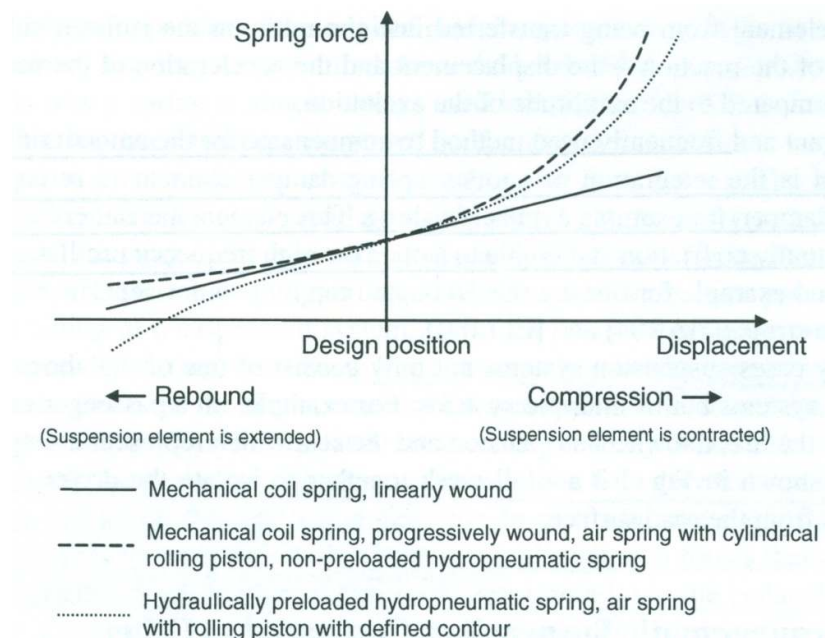
VTT:n tutkimus Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuuissa työkoneissa kuvaa vaimentamisen siirtoteissa värähtelyn siirtymisen estämisenä. Tutkimuksen antamia esimerkkikeinoja ovat muun muassa käyttää tärinättömiä kiinnityskohtia, tärinän eristimiä, värähtelyä vaimentavia materiaaleja ja vaimentavia kiinnitystapoja. Näiden lisäksi voidaan käyttää erilaisia vaimentimia. [Väre 2002]

Fysiikassa vaimennukseksi käsitetään mikä tahansa ilmiö, joka pyrkii vähentämään oskiloivan systeemin oskillaation amplitudia. Vaimennus voidaan kuvata jollakin kolmesta fysikaalisesta vaimennuksesta tai niiden yhdistelminä. Nämä kolme mallia ovat viskoottinen vaimennus, hystereettinen vaimennus ja Coloumbin vaimennus. Viskoottisessa vaimennuksessa vaimennusvoima voima riippuu vaimennettavan kohteen nopeudesta. Tästä voidaan antaa esimerkkinä ilmanvastus, joka pyrkii vastustamaan liikettä sitä enemmän, mitä suuremmalla nopeudella kappale liikkuu. Viskoottinen vaimennus on yleistä nesteille ja kaasuille. Hysterettisessä vaimennuksessa vaimennusvoima riippuu vaimennettavan kohteen poikkeamasta alkuperäiseen asemaan. Tästä voidaan antaa esimerkkinä jousi, jonka liikettä vastustava voima kasvaa, mitä enemmän sitä puristetaan tai venytetään. Hystereesi vaimentimia kutsutaan myös viskoelastisiksi vaimentimiksi. Coloumbin vaimennuksessa vaimennus on aina vakio. Coulumbin vaimennuksesta voidaan antaa esimerkkinä kitka. Kitkan aiheuttama vaimennus on aina vakio, siihen ei vaikuta pinta-ala, poikkeama, paikka tai nopeus. [Lahti. 2002. s.14] Aineen kykyä vaimentaa värähtelyä kuvaa sen vaimennuskyky, joka on kääntäen verrannollinen aineen jäykkyyteen [Väre 2002].

## 4.2 Jousi

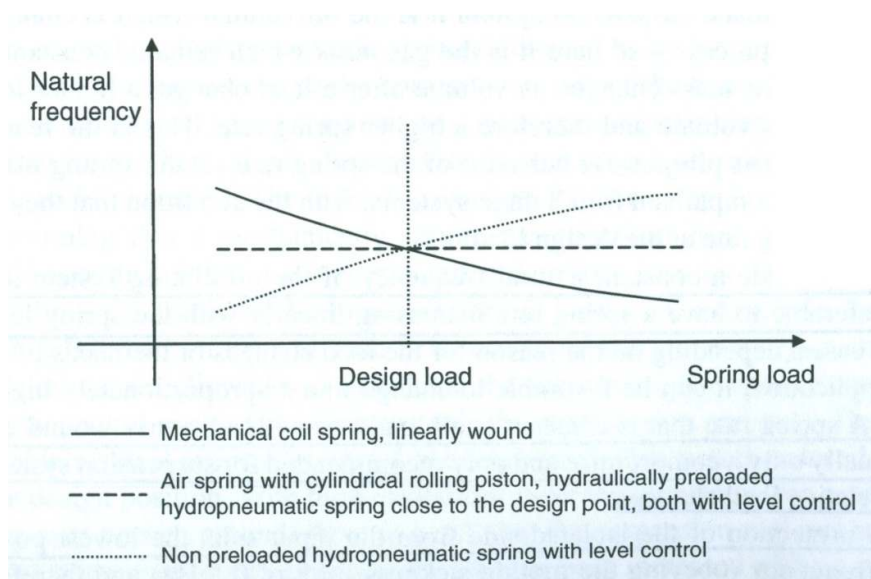
Jousi-massa värähtelijässä jousi toimii hetkellisenä energian varastona, puristuessaan tai venyessään jouseen varastoituu energiaa. Mitä enemmän jousen pituus poikkeaa jousen alkuperäisestä pituudesta, sitä enemmän siihen varastoituu energiaa. Jouseen varastoitunut energia purkautuu, kun siihen kohdistuva voima pienenee. Energian purkautuessa se aiheuttaa sen alun perin ladanneen ulkoisen voiman vastaisen voiman. Ideaalisessa jousessa kaikki siihen varastoitunut energia purkautuu. Todellisessa jousessa on kuitenkin häviöitä ja osa energiasta muuttuu jousessa lämmöksi. Ilman tätä jousen sisäistä vaimennusta jousi jäisi värähtelemään loputtamattomasti jousen ominaistaajuudella. Jousen sisäisen vaimennuksen takia sen värähtely vaimenee.

Jousen perusominaisuuksista kertoo sen jousivakio. Se kertoo kuinka suuren voiman jousi tuottaa suhteessa sen venymään tai puristumaan. Normaalisti jousivakio on vakio, mutta jossain tapauksissa jousivakio muuttuu jousen puristuman/venymän suhteen. Tällaisia jousia on esitelty kirjassa *Hydropneumatic suspension systems* ja niitä on esimerkiksi progressiivisesti keritty kierrejousi ja hydropneumaattinen jousi. Kuvasta 4.2 nähdään kuinka eri jouset käyttäytyvät niiden venyessä ja puristuessa. Kuten kuvasta nähdään mekaanisen jousen jousivoima kasvaa tai pienenee tasaisesti jousen siirtyessä pois suunnittelu asemasta (Design position), kun taas muiden jousivakio muuttuu siirtymän funktiona.



**Kuva 4.2.** Jousen aseman muutoksen vaikutus jousivoimaan. [Bauer 2011 s. 8]

Tämä on suotavaa monesta syystä, ensinnäkin kasvava jousikerroin vähentää todennäköisyyttä, että jousitus saavuttaisi ääriasentojensa rajat, koska jousi voimaa kasvaa päätyjä lähentyessä. Tästä on hyötyä tilanteissa, joissa jousitusta kuormittava massa saattaa vaihdella ja jousi ei ole staattisessa tilassa aina puristuneena siihen asemaan, mihin se on suunniteltu. [Bauer 2011 s. 8] Jotta järjestelmän ominaistaajuus pysyisi vakiona, on suotavaa että jousivakio kasvaisi lineaarisesti kuormituksen mukana [Bauer 2011 s. 9]. Jousivakion muuttuminen mahdollistaa myös sen että toimintapisteen lähelle valitaan mahdollisimman pieni jousivakio, jolloin jousitus on pehmeä sen ollessa lähellä suunniteltua toimintapistettä. Jousivakio kasvaminen taas parantaa jousituksen toimintaa suurilla herätteillä ja estää jousituksen liikkumisen ääriasentoihinsa. [Bauer 2011 s. 47] Pehmeä jousitus toimintapisteen lähellä vaimentaa tehokkaasti pienet värinät ja kovempi jousitus estää suuret heilahdukset.

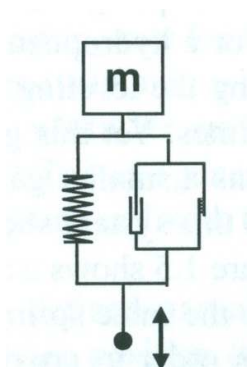


**Kuva 4.3.** Jousen kuormituksen muutoksen vaikutus järjestelmän ominaistajuuteen.  
[Bauer 2011 s. 10]

### 4.3 Kitka

On olemassa kahdenlaista kitkaa, liike- ja rajakitkaa. Rajakitka tarkoittaa kahden kiinteän kappaleen välissä olevaa kitkaa, joka pyrkii estämään kappaleiden välistä liukumista [Bauer 2011 s. 51]. Rajakitka ei kuitenkaan ole osa järjestelmän vaimennusta, koska se on olemassa vain paikallaan olevien kappaleiden välissä. Kappaleiden liikkuessa niiden välissä vaikuttaa liike-kitka, joka on viskoottinen vaimennus ja osa järjestelmän kokonaisvaimennusta. Rajakitkalla on erittäin tärkeä vaikutus jousitusjärjestelmän vaimennuskykyyn. Kaikki voimat, jotka ovat pienempiä kuin rajakitka kulkeutuvat suoraan herätepuolelta vaste puolelle. Rajakitkaa voidaankin pitää kiinteänä kytköksenä heräte- ja vastepuolen välillä. Tämän takia järjestelmän rajakitka tulisi olla mahdollisimman pieni, ideaalisessa tapauksessa sitä ei olisi ollenkaan.

Kuvasta 4.4 nähdään kuinka kitka kuuluu jousi-massa värähtelijän fysikaaliseen malliin jousen ja vaimennuksen rinnalle.



**Kuva 4.4.** Yhden vapausasteen jousi-massa värähtelijä kitkalla. [Bauer 2011 s. 10]

Kuvassa vaimennin ja kitka on laitettu rinnan samaksi järjestelmäksi, koska rajakitka johtuu yleensä vaimentimesta ja ei jousesta. Tämä on kuitenkin totta vain ideaalisessa tapauksessa, jossa oletetaan, ettei jousessa tapahdu vaimennusta. Reaalimaailmassa kuitenkin jousessa tapahtuu vaimennusta jotka voitaisiin mallintaa kitkana.

Erityisesti elastomeeriset tiivisteet aiheuttavat rajakitkaa ja etenkin tilanteissa, jossa jousitus on seisonut paikallaan pitkän aikaa rajakitka voi aiheuttaa jopa tiivisteiden hajoamisen. Elastomeeriset tiivisteet ovat yleisiä hydropneumaattisessa järjestelmässä, joten niiden aiheuttamaa kitkaa on pyrittävä vähentämään mahdollisimman hyvin, jotta voidaan saavuttaa mahdollisimman hyvä eristys heräte- ja vastapuolen välille. Hydraulisylinterissä elastomeerisiä tiivisteitä löytyy männän ja männänputken välistä ja männänvarren ja varrenohjauspinnan välistä. Toinen komponentti missä tällaisia tiivisteitä löytyy, ovat mäntäakut. Niissä tiiviste löytyy männän ja männänputken välistä. Mäntäakun tiivisteiden aiheuttaman kitkan vaikutusjärjestelmään on sama kuin sylinterin männän tiivisteiden kitkan aiheuttama vaikutus.

Jotta näissä kohdissa ei syntyisi paljoa rajakitkaa, on niihin kohtiin kohdistettava erityistä huomiota jousitusjärjestelmää suunnitellessa. Tiivisteessä syntyvä kitka on suoraan suhteessa tiivisteiden pituuteen, eli mitä pitempi tiiviste sitä isompi kitka. Tämä taas merkitsee sitä, että sylinterin männän ja männänvarren halkaisija tulisi pyrkiä pitämään mahdollisimman pienenä. Näin saadaan tiivisteissä syntyvää rajakitkaa pienennettyä. Toinen keino pienentää rajakitkaa on vähentää tiivisteisiin kohdistuvaa voimaa. Tämä merkitsee sitä, että sylinterin varteen kohdistuvat varren suunnan vastaiset voimat tulisi minimoida. Onkin suotavaa, että sylinterin asento tai kiinnitys suunnitellaan siten että siihen ei kohdistuisi muuta kuin männänvarren suuntaisia voimia. Rajakitkaan voidaan myös vaikuttaa tiivisteiden materiaali ja geometria valinnalla. [Bauer 2011 s. 52–54]

## 5 JÄRJESTELMÄTYYPIT

Tärinän ja heilahduksien vaimentamiseen käytetyt järjestelmät voidaan jakaa kolmeen erilaiseen ryhmään. Nämä ryhmät ovat passiivinen, puoliaktiivinen ja aktiivinen järjestelmä. Järjestelmät eroavat siinä voidaanko niiden jäykkyyteen ja vaimennukseen vaikuttaa ja voidaanko järjestelmään tuoda energiaa järjestelmän ulkopuolelta. Puoliaktiivisessa ja aktiivisessa järjestelmässä voidaan vaimennuksen jäykkyyttä säätää, passiivisessa tämä ei ole mahdollista. Aktiiviseen järjestelmään voidaan tuoda energiaa järjestelmän ulkopuolelta, mikä ei ole mahdollista passiivisessa ja puoliaktiivisessa järjestelmässä. Näillä periaatteilla järjestelmät jaotellaan omiin luokkiinsa ja tätä jaottelu periaatetta käytetään tässä työssä. Näille kaikille järjestelmille on kuitenkin yhteistä se, että kaikissa näissä liike-energia pyritään muuttamaan johonkin muuhun energiamuotoon. Yleisemmin liike-energia pyritään muuttamaan lämpöenergiaksi. Taajuusalue, joille eri järjestelmien suurin vaimennus kohdistuu, vaihtelee jonkin verran. Tämän takia eri taajuuksien vaimentamiseen käytetään eri järjestelmätyyppejä. Koska koneissa esiintyvän tärinän taajuuskaista on suuri, yleensä käytetään tärinän vaimentamiseen eri järjestelmien yhdistelmiä.

### 5.1 Passiivinen järjestelmä

Passiivinen järjestelmä on kaikista järjestelmä tyypistä yksinkertaisin. Sen jäykkyyttä tai vaimennusta ei voida säätää ja siihen ei tuoda energiaa järjestelmän ulkopuolelta. Yksinkertaisuutensa takia se on myös aina stabiili. Passiivinen vaimennus tapahtuu yleensä vaimennusmateriaaleissa tai rakenteissa.

Viskoelastinenvaimennin voi olla yksinkertaisimmillaan materiaali, joka on sijoitettu koneen rakenteisiin tärinän siirtotielle. Siinä vaimennus tapahtuu jäykkien kerroksien väliin pakotetun viskoelastisen kerroksen venymä – ja leikkausmuodonmuutoksissa. Viskoelastisen aineen vaimennuskykyä kuvaa häviökerroin, joka kertoo kuinka paljon aineeseen johtuvasta liike-energiasta muuttuu aineessa lämpöenergiaksi. Aineen vaimennuskyky on yleensä kääntäen verrannollinen aineen jäykkyyteen, tästä poikkeuksena eräät metallit, jotka omaavat suuren vaimennuskyvyn ja jäykkyyden. Aineen jäykkyyttä kuvaa sen kimmomoduuli. Suurimman vaimennuskyvyn omaa elastomeeriset aineet, mutta niiden pieni jäykkyys tekee niistä hauraita. Toisessa päässä skaalaa ovat metallit, jotka taas omaavat suuren jäykkyyden, mutta niiden vaimennuskyky on heikko.

Tämän takia laiteissa käytetään vaimennus materiaalina polymeerejä. Ne omaavat elastomeereja suuremman jäykkyyden ja niiden jäykkyys on myös isompi. Polymeerien vaimennuskyky riippuu lämpötilasta. Liian pieni tai suuri lämpötila heikentää po-



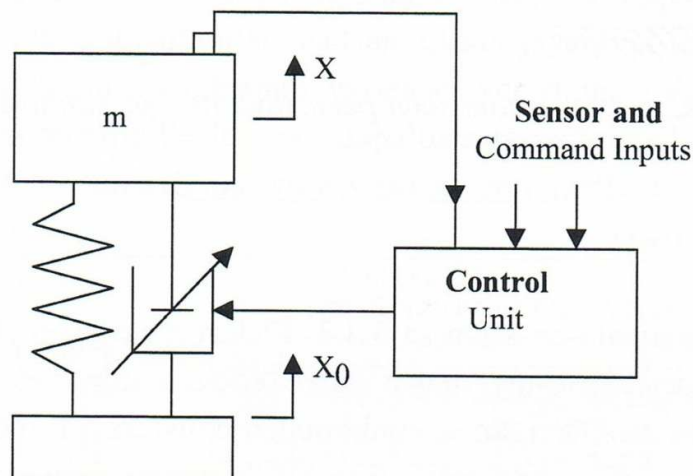
lymeerien vaimennuskykyä. Siksi niiden optimaali käyttölämpötila on lasitransitolämpötilan alapuolella.

Yksi passiivinen vaimennin on massavaimennin, jossa vaimennus tapahtuu sitomalla liike-energiaa massaa, jonka takia kappale saa pienemmän kiihtyvyyden. Koska turhan massan lisääminen mobilekoneeseen ei ole suotavaa koneen energiatehokkuuden takia, tämän tekniikan tutkiminen jätetään tästä työstä pois.

Metallitekniikan artikkelissa Tärinädirektiivi uhkaa kerrotaan passiivisen järjestelmän sopivan koneisiin, jossa tärinätaso on alhainen ja vaihtelee vähän. Tällaista tärinää esiintyy yleensä koneissa, joilla ajetaan vain hiljaisella vauhdilla, tai ei liikuta ollenkaan. Tämän takia passiivisella vaimennuksella ei sovi koneisiin, jotka liikkuvat vaihtelevassa maastossa, koska passiivinen järjestelmä voidaan suunnitella vain tietyn taajuusalueen vaimentamiseen. Jos passiivisen järjestelmän vaimennusaluetta ja tasoa pyritään kasvattamaan, niin samalla järjestelmän ominaistajuus pienenee ja voimistuu. [Marjanen 2003 s. 37] Nykyisillä passiivisilla järjestelmillä pystytään vaimentamaan korkeataajuiset tärinät riittävän hyvin [Järviluoma et al. 2003].

## 5.2 Puoliaktiivinen järjestelmä

Puoliaktiivisen järjestelmän erikoisuutena on se, että siinä vaimennuksen jäykkyyttä tai vaimennusta voidaan muuttaa. Tämän takia se toimii passiivista suuremmalla taajuusalueella. Kuten passiivinen järjestelmä myös puoliaktiivinen pystyy vain kuluttamaan energiaa. Toisin sanoen se pystyy ainoastaan muuttamaan energian muotoa, joka aiheuttaa sen, että se vähentää liikkeenopeutta, mutta ei pysty muuttamaan sen suuntaa. Puoliaktiiviset vaimentimet ovat viskoosivaimentimia, eli niiden vaimennus on suoraan verrannollinen kohteen nopeuteen. Vaimennuksen suuntaa ei voi säätää vaan se määräytyy hetkellisistä nopeuseron mukaan. Ainoaksi säädettäväksi jää nopeuden ja vaimennuksen suhde. Kuvassa 5.1 nähdään periaatekuva puoliaktiivisesta järjestelmästä kuvattuna yhden vapausasteen massa-jousi värähtelijänä.



**Kuva 5.1.** Puoliaktiivinen järjestelmä. [Väre 2002 s. 53]

Kuvassa vaimennusta järjestelmänvaimennusta säädellään jousitetun massan kiihtyvyyden mukaan, tämä ei kuitenkaan ole ainoa vaihtoehto. Muita vaihtoehtoja vaimennuksen säätimen anturoinniksi ovat jousittamattoman massan kiihtyvyys, vaimentimen painero, voimatakaisinkytkentä ja nopeustakaisinkytkentä [Väre 2002 s. 52]. Jokaisella vaihtoehdolla on kuitenkin hyvät ja huonot puolensa ja ne säätimen anturoinnin valinta riippuu siitä mitä järjestelmältä vaaditaan [Väre 2002. s.51].

Metallitekniikan artikkelin Tärinädirektiivi uhkaa mukaan puoliaktiivisen järjestelmän huonoja puolia on muun muassa passiiviseen järjestelmään nähden korkeampi hinta, joka johtuu siitä että puoliaktiivinen järjestelmä vaatii passiivista järjestelmää enemmän komponentteja. Vaikka puoliaktiivisessa järjestelmässä vaimennuksen taajuusalue voidaan muuttaa, sillä ilmenee samanlaiset ongelmat vaimennuksen taajuuskaistan hallinnassa kuin passiivisella järjestelmällä. [Marjanen 2003 s. 38]

Puoliaktiivinen järjestelmä on aktiivista järjestelmää vähemmän monimutkainen, luotettavampi ja se vaatii vähemmän energiaa toimiakseen [Khajavi, Abdollahi 2007 s.58].

### 5.3 Aktiivinen järjestelmä

Aktiivisessa järjestelmässä voidaan muihin järjestelmiin verrattuna vaikuttaa liikkeen enemmän. Aktiivisessa järjestelmässä tärinä tai heilahduksen aiheuttama liike voidaan kumota tuomalla järjestelmään energiaa, jolla tuotetaan tärinän vastainen liike. Tämän takia aktiivinen järjestelmä on ainoa järjestelmä tyyppi, joka pystyy pitämään ohjaamon vaakasuorassa.

Tärinädirektiivi uhkaa artikkelissa kerrotaan, että aktiivinen järjestelmä on selvästi muita järjestelmätyyppejä monimutkaisempi, mutta samalla sillä on paras vaimennuskyky. Muita aktiivisen vaimennuksen etuja artikkelin mukaan on jäykkä rakenne ja laaja vaimennusalue. Aktiivisella järjestelmällä on kuitenkin huonojakin puolia. Näitä ovat korkea hinta ja järjestelmän monimutkaisuus. Kyseiset haitat ovat hidastaneet aktiivisen vaimennus järjestelmän käyttöönottoa. [Marjanen 2003 s. 38]

## 6 HYDROPNEUMAATTISEN JOUSITUKSEN OMINAISUUDET

Eräs hydropneumaattisen jousituksen etuja on sen progressiivinen jousivakio, joka tehokkaasti estää jousitusta saavuttamasta sen päätyasentoja. Toinen etu on se, että hydraulisella jousituksella vakaus on helppo toteuttaa. Se voidaan helposti tuottaa tuomalla järjestelmään lisää öljyä tai poistamalla sitä. Koska vakautuksessa järjestelmään tuodaan lisää öljyä, kompensoimaan massan kasvua, järjestelmän paine kasvaa. Tästä taas johtuu se, että akuissa oleva kaasu painuu kasaan. Pienempi kaasun tilavuus merkitsee suoraan suurempaa jousivakiota. Näin ollen hydraulisessa jousituksessa, joka on varustettu kaasukuilla ja vakauksella, jousivakio kasvaa kuormituksen kasvaessa. Tästä on etua siinä, että järjestelmän ominaistaajuus ei muutu niin paljoa kuormituksen muuttuessa. [Bauer 2011 s. 9] Yksi hydraulisen jousituksen etu on sen mahdollisuus muuttaa jousivakiota helposti. Tämä on erittäin vaikeaa mekaanisilla jousilla ja vaikeahkoa pneumaattisilla jousilla. Hydraulisessa jousituksessa jousivakion muutos voidaan kuitenkin toteuttaa joko vaihdettavilla akuilla tai akkujen muunneltavalla esitäyttöpaineella. [Bauer 2011 s. 11]

### 6.1 Hydropneumaattisen jousituksen vaimennus

Hydraulisessa jousituksessa vaimennus yleensä toteutetaan kuristamalla sylinterin kammioden tilavuusvirtoja [Khajavi, Abdollahi 2007 s.58]. Tästä johtuen hydraulinen vaimennin on viskoottinen vaimennin eli sen vaimennus riippuu herätteen ja vasteen nopeuserosta. Kuristusta on helppo ja nopea säädellä muuttamalla kuristuksen pintalaa. Tästä syystä myös vaimennusta on helppo ja nopeaa säädellä. Henttinen et al. mainitsee, että tämän takia vaimennuksen säätäminen sähköisesti ohjatulla kuristuksella on osoittanut yleisesti parhaaksi vaihtoehdoksi. [Henttinen et al. 2002 s.77] Tämä on yksi hydraulisen vaimentimen hyviä puolia, mutta samalla myös yksi sen huonoja puolia. Tämä johtuu siitä että kuristimessa tapahtuva painehäviö on riippuvainen nesteiden tiheydestä ja nesteiden tiheys on taas riippuvainen lämpötilasta [Kauranne et al. 2006 s. 232]. Tästä seuraa se, että vaimennus on verrannollinen lämpötilaan. Tätä voidaan kuitenkin kompensoida venttiilin valinnalla, kuten kappaleessa 9.41 tullaan selostamaan.

Kuristimen lisäksi järjestelmässä viskoottista vaimennusta aiheuttavat järjestelmän komponenteissa tapahtuvat painehäviöt ja sylinterin liikekitka. Ainoastaan kuristuksen aiheuttamaa vaimennusta pystytään järjestelmässä säätämään.

Tämän lisäksi järjestelmässä esiintyy Columbin vaimennusta toimilaitteen ollessa paikallaan, joka johtuu sylinterin staattisesta kitkasta. ”Staattinen kitka määrittelee pienimmän mahdollisin herätteen rajan, jonka alapuolelta järjesteleminen ei voi vähentää kiihtyvyyttä” [Bauer 2011 s.52]. Näin ollen järjestelmän staattista kitkaa pienemmät

voimat välittyvät suoraan järjestelmän läpi heräte puolelta eristetyille puolelle. Tämän takia järjestelmän staattisia kitkoja halutaan minimoida.

Hydropneumaattisissa järjestelmissä on myös mahdollista toteuttaa niin sanottu päätyasentovaimennus. Kauranne et al. mainitsee päätyasentovaimennuksen tarkoituksen olevan sylinterin liikenopeuden hidastaminen ennen kuin se saavuttaa päätyasentonsa [Kauranne et al.2006 s.150]. Näin ollen hydropneumaattiseen jousitusjärjestelmään tulee lisävaimennus, joka aktivoituu sylinterin lähestyessä ääriasentojaan. Tällaisen lisävaimennuksen tarkoitus on estää jousitusjärjestelmän pohjaaminen, joka voisi johtaa järjestelmän komponenttien rikkoutumisen [Bauer 2011 s. 63].

Bauerin mukaan ideaalisessa tilanteessa järjestelmän vaimennus pidettäisiin mahdollisimman pienenä, jotta voitaisiin saavuttaa mahdollisimman hyvä heräte- ja eristetyn puolen välille. Bauer kuitenkin mainitsee, että normaalitilanteeseen optimoitu vaimennus on liian pieni ääriolosuhteista. Minkä takia onkin suositeltavaa valita hieman suurempi vaimennus. [Bauer 2011 s.51] Bauer kuitenkin lisää, että ”Järjestelmä, joka ei koskaan pääse lähelle päätyasentojaan kaikissa toiminta olosuhteissa ei ole säädetty tarpeeksi pehmeäksi tai tuhlaa liikevaraansa” [Bauer 2011 s.62]

Hydraulisen vaimennuksen yksi ominaisuus on se, että sillä on helppo toteuttaa eri vaimennus molemmille liikesuunnille. Vaimennus voidaan toteuttaa ohjaamalla eri liikesuuntien aikana tilavuusvirta eri kuristusten läpi tai vaihtoehtoisesti muuttaa kuristuksen ohjausta liikesuunnan mukaan. Bauerin mukaan tämä on hyödyllistä, koska sylinterin miinusliikkeelle halutaan pienempi vaimennus kuin sylinterin plusliikkeelle. Koska sylinterin männänvarrenkammiassa on pienempi jousivakio, joudutaan kompensoimaan suuremmalla vaimennuksella. [Bauer 2011 s.61]

Näin ollen etenkin maastoajoneuvoissa on tärkeää mahdollisimman pehmeä jousitus, eli pieni vaimennus [Hentinen et al. 2008 s.55]. Eli paras vaimennus on mahdollisimman pieni, mutta samalla tarpeeksi suuri estämään jousituksen pääsemisen ääriasentoonsa suurilla nopeuksilla. Tällainen vaimennus voidaan toteuttaa hydropneumaattisella jousituksella, jossa on progressiivinen vaimennus, joka on suurempi sylinterin plusliikkeen aikana, kuin miinusliikkeen.

## 6.2 Hydropneumaattisen jousituksen jousivakio

Kappaleesta 4.1 tiedetään jousivakion kuvastavan kuinka paljon voimaa tarvitaan jousen liikuttamiseksi tietyn matkan. Hydropneumaattisen jousitusjärjestelmän tapauksessa jousitusvakio kertoo kuinka paljon voimaa tarvitaan sylinterin liikuttamiseksi tietyn matkan. Hydraulisessa järjestelmässä tämä tarkoittaa joustoa.

Kauranne et al. mukaan hydraulijärjestelmän jouston aiheuttaa mekaanisten osien jouston lisäksi nesteen kokoonpuristuminen [Kauranne et al. 2006 s.67]. Toisin sanoen järjestelmän öljytilavuus kasvaa ja öljynmäärä pienenee, jolloin sylinteri liikkuu kompensoidakseen tilavuuden muutosta. Kauranne et al. mukaan järjestelmän jousivakiota kuvastaa sen tehollinen puristumiskerroin, joka voidaan laskea järjestelmän osien puristuskertoimista. [Kauranne et al. 2006 s.68] Bauerin mukaan hydropneumaattisen

jousitusjärjestelmien muiden komponenttien tehollinen puristumiskerroin on niin suuri, että järjestelmän joustot pääasiassa määrittävät järjestelmässä olevan akun kaasun kokoonpuristuvuudesta [Bauer 2011 s. 21]

Kuten kuvasta 4.2 nähtiin, hydraulisen jousituksen jousivakio on epälineaarinen ja se kasvaa sylinterin liikkeessa pois suunnitteluasennosta. Tämä osaltaan estää sylinterin pääsemästä ääriasentoonsa, joka voisi aiheuttaa suuria kiihtyvyyksiä eristetyllä puolella tai pahimmassa tapauksessa järjestelmän rikkoontumisen.

Kaksitoimisen sylinterin tapauksessa järjestelmän miinussuunnan jousivakion on pienempi. Tämä johtuu siitä, sylinterin männänvarrenpuolella on pienempi pinta-ala, kuin männän toisella puolella. Tämä johtaa siihen, että sama kokoinen kuormitus aiheuttaa erisuuntiin erikokoisen paineen. Suurempi paine taas aiheuttaa suuremman tilavuuden muutoksen järjestelmässä, eli sylinteri liikkuu enemmän. Näin ollen samankokoinen voima kohdistuessaan eri suuntiin aiheuttaa erisuuruisen liikkeen sylinterissä.

Puoliaktiivisessa järjestelmässä on oltava mahdollisimman pieni jousivakio, jotta järjestelmästä saataisiin paras hyöty [Henttinen et al. 2002 s.77] Näin ollen järjestelmässä on hyödyllistä käyttää mahdollisimman suurta sylinteriä ja mahdollisimman joustavia komponentteja, kuitenkin siten, että sylinteri ei pääse päätyasentoihinsa. Tämä takaa mahdollisimman hyvän eristyksen ja on tehokkain tapa vaimentaa kiihtyvyyksiä eristetyllä puolella.

## 7 VAIMENNUS METSÄKONEEN OHJAAMOSSA

Metsäkonetta käytetään suurimman osan ajasta vaikeassa maastossa, joissa sen liikenopeus on alhainen. Tämän takia ohjaamon vaimennuksessa voidaan vapaasti painottaa käyttömukavuutta, vaikka se heikentääkin ajoneuvon hallintaa hyvillä teillä ja suurilla nopeuksilla. Tällöin voidaan suoraan sanoa, että parhaimman tuloksen koneelle tarjoaa melko pehmeä jousitus. VTT:n tutkimuksen määrittele maastoajoneuvolle tärkeäksi ominaisuudeksi maavaran, jota voi säätää ajoneuvon vaimennuksella. Ohjaamon vaimennuksessa se ei kuitenkaan ole tärkeä, koska ohjaamon ja rungon välissä ei tarvita tyhjää tilaa. Tämän takia vaimennuksessa ei tarvita säädettävä liikevaraa muuhun kuin erisuuruisten heilahduksien kompensointiin. Pienestä liikevarasta on myös se hyöty, että se vähentää ohjaamon kallistelua ja madaltaa koneen painopistettä ja koneen kokonaiskorkeus pysyy alhaisena. Tärkeintä on vaimentaa tärinää, joka on todettu kuljettajalle kaikista haitallisinta. Tämän jälkeen aletaan vaimentaa taajuuksia, joilla esiintyy suurimmat kiihtyvyydet. Vaimennuksen taajuuskaista on luultavasta oltava noin 1 Hz – 20 Hz. Tämä kuitenkin on konemallikohtainen arvo ja sopiva taajuuskaista on määritettävä mittauksilla. Taajuuskaista kuitenkin yleensä on niin suuri, että on käytettävä enemmän kuin yhtä vaimennusratkaisua. Korkeataajuinen tärinä, joka johtuu esimerkiksi koneen voimanlähteestä, vaimentuu parhaiten passiivisilla keinoilla, kuten kumipuslilla. Matalataajuiset ja suuri amplitudiset tärinät ja heilahdukset vaativat joko puoliaktiivisen tai aktiivisen järjestelmän. Näitä järjestelmiä yhdistelemällä saadaan aikaiseksi vaimennus, jonka taajuuskaista on tarpeeksi suuri.

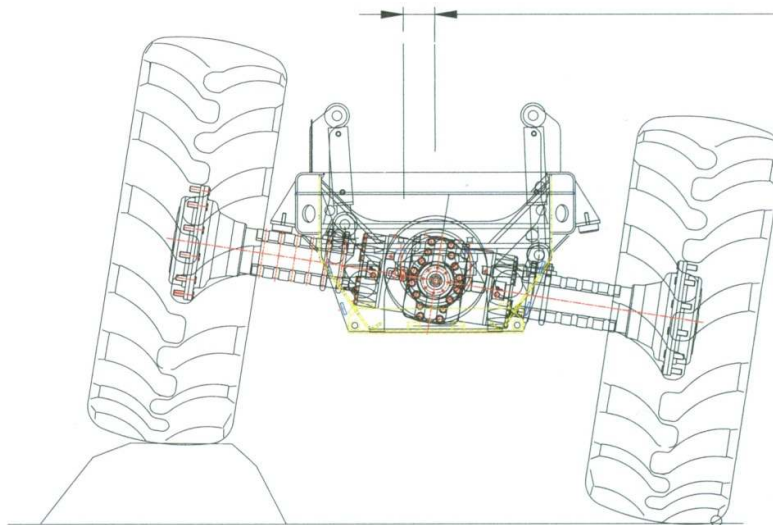
Puoliaktiivisen ja aktiivisen järjestelmän valinta riippuu siitä mitä järjestelmältä halutaan. Aktiivinen järjestelmä pystyy poistamaan osan tärinöistä kokonaan. Puoliaktiivinen järjestelmä ei tähän pysty, vaan se pystyy ainoastaan vaimentamaan tärinöitä. Aktiivinen järjestelmä on huomattavasti monimutkaisempi ja kalliimpi toteuttaa ja se vaatii paljon ohjaamon nivelöinniltä. Valinta näiden järjestelmien välillä riippuu siitä halutaanko ohjaamon kokoajan pysyvän vaakatasossa vai riittääkö pelkkä heilahdusliikkeiden hidastaminen. Koska molemmat järjestelmät ovat vaimentavat vain yhden suuntaista tärinää, tulee näiden järjestelmien lisäksi käyttää jonkinlaista passiivista järjestelmää. Näin saadaan vaimennettua, myös kahden muun suunnan tärinät.

Koska kuljettajalle tulevat tärinät eivät synny ohjaamossa, ei ohjaamon vaimentamisessa voida vaikuttaa herätteeseen. Vasteen muokkaaminen merkitsisi pelkästään kuljettajan suojaamista tärinältä. Tämä ei ole vaihtoehto, koska silloin hallintalaitteiden ja kuljettajan välille aiheutuisi tärinäero, joka voisi heikentää koneen hallittavuutta. Tämän takia paras vaihtoehto ohjaamon tärinöiden vaimentamiseksi jää siirtotien katkaisu. Tämä tarkoittaa sitä, että tärinän kulkeutuminen ohjaamoon pyritään estää. Tämän takia tärinän siirtotie olisi tunnettava. Tärinä siirtyy syntymäpisteestään koneen runkoa pitkin

ohjaamoon. Helpoin tapa katkaista siirtotie on ohjaamon ja rungon välistä, koska sitä kautta kulkee kaikki ohjaamoon välittyvä värinä. Toinen vaihtoehto olisi katkaista siirtotie ennen kuin värinä pääsee siirtymään runkoon. Tämä kuitenkin merkitsisi sitä, että jokainen värinäheräte tulisi erikseen eristää rungosta. Tämä tapa on pakollinen silloin, kun halutaan vähentää koneen rungon värinää. Tässä työssä kuitenkin keskitytään kuljettajan mukavuuden parantamiseen värinää vähentämällä ja se on helpoin toteuttaa pelkäämällä ohjaamon värähtely vähentämällä.

Valtion maatalouskoneiden tutkimuskeskuksen tekemässä tutkimuksessa huomattiin, että metsäautotiellä ajettaessa pystysuuntaiset kiihtyvyydet ovat suuremmat kuin metsässä. Samalla ne ovat myös huomattavasti suuremmat kuin vaakasuuntaiset kiihtyvyydet, kun ajetaan metsäautoteillä. Metsämaastossa ajettaessa taas vaakasuuntaisen ja pystysuuntaisen heilunnan ero ei ole niin suuri. Tutkimuksessa tulee hyvin myös selville, että pystysuuntainen heilunta on huomattavasti vaakasuuntaista heiluntaa nopeus sidonnaista. [Kättö & Salminen 1973]

Ruotsalainen Skogforsk on tehnyt tutkimuksen aktiivisen jousituksen tehokkuudesta. Tutkimuksessa verrattiin kahden eri metsäkoneen aktiivista vaimennusjärjestelmää. Nämä järjestelmät olivat Ponssin ADS (Active Damping System) ja Rottnen Comfort Line. Molemmat järjestelmät vaimentavat värinöitä aktiivisesti, vaikka niiden toimintaperiaate eroaakin suuresti. Ponssin ADS eristää koko koneen etupään rungon koneen keiuvasta etuakselista. Kuvassa 7.1 nähdään järjestelmän rakenne. Järjestelmä koostuu keiuvasta etuakselista, kahdesta sylinteristä ja ohjausyksiköstä antureineen.



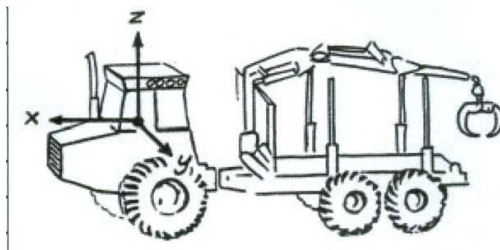
**Kuva 7.1.** Ponsse ADS järjestelmän rakenne [Jönsson et al. 2010 s. 2]

Järjestelmä mittaa etuakselin kaltevuutta, jonka avulla se ohjaa hydraulisyntereitä, jotka pyrkivät pitämään hytin vaakatasossa. Järjestelmän kaksi hydraulisynteriä nive-

löivät hytin etuakseliin. Järjestelmän stabilointi piste on pyritty pitämään mahdollisimman alhaalla hytin sivuttaisliikkeen minimoimiseksi. [Jönsson et al. 2010].

Skogforskin tutkimuksen toinen aktiivinen vaimennusjärjestelmä Rottnen Comfort Line eroaa suuresti Ponssin ADS järjestelmästä. Siinä hytti eristetään rungosta neljänsylinterin avulla. Koneen käynnistyessä sylinterin nostavat hyttiä 5 cm, tämän jälkeen jousitus pysyy toiminnassa, kunnes moottori sammutetaan. [Jönsson et al. 2010]

Tutkimuksessa ei järjestelmien toimivuutta vertailtu niiden suuren eroavaisuuden takia ja siksi, että testit ovat vaikeasti toistettavissa, jolloin saadut mittaustulokset eivät ole vertailukelpoisia. Tutkimuksessa mitattiin tärinää kiihtyvyysantureilla kolmeen eri suuntaan koneiden hytin lattiasta ja kuljettajan penkistä. Mittausakseleiden suunnat nähdään kuvasta 7.2.



**Kuva 7.2.** Mittausakseleiden suunnat suhteessa koneen rakenteeseen. [Jönsson et al. 2010 s. 2]

Kuvan mukaiset suunnat vastaavat ISO 2631-1 standardissa määritettyjä mittaussuuntia siinä tapauksessa, että kuljettaja istuu hytissä rintamasuunta kohti koneen keulaa. Mittauksen x-akseli on koneen rungon suuntainen, y-akseli koneen etuakselin suuntainen ja z-akseli on kohtisuorassa x- ja z-akseliin nähden. Akselien suunnat ovat samat molemmissa mittauksissa. Molempien mittauksien tuloksissa y-akselin suuntainen mittaustulos on lihavoitu, koska se on vaarallisin tärinäsuunta kuormatraktorissa.

Taulukossa 7.1 nähdään tutkimuksessa saatuja mittaustuloksia Ponssin ADS järjestelmälle. Testissä mitattiin 6-renkaisen Ponssin Buffalo kuormatraktorin tärinää kahdessa tapauksessa. Molemmat mittaukset suoritettiin kahdella samanlaisella koneella, koneiden erona oli että toisessa oli asennettuna ADS-järjestelmä ja toisessa ei. Vertailukohtana toimivassa 8-pyöräisessä kuormatraktorissa etuakseli oli teliakseli. Näin saatiin tulokset ei-vaimennetulle ja vaimennetulle koneelle. Mittauksen sen tulokset on annettu suhteessa 8-pyöräiseen kuormatraktorin tärinään, jota Skogforsk on aiemmin tutkinut, joten suoria tärinäarvoja ei ole mittauksen tuloksissa annettu.



	Lastaamaton			Lastattu		
	8- renkai- kai- nen	6-renkainen vaimen- nettu	ei vaimen- nettu	8- renkai- nen	6-renkainen vaimennet- tu	ei vaimen- nettu
x-suunta tuoli	100	137	102	100	139	132
<b>y-suunta tuoli</b>	<b>100</b>	<b>56</b>	<b>67</b>	<b>100</b>	<b>82</b>	<b>86</b>
z-suunta tuo- li	100	150	116	100	145	138
<b>y-suunta hytin lattia</b>	<b>100</b>	<b>62</b>	<b>84</b>	<b>100</b>	<b>90</b>	<b>104</b>
z-suunta hy- tin lattia	100	94	106	100	93	88

**Taulukko 7.1.** Testi tuloksia Ponsse ADS järjestelmällä [Jönsson et al. 2010 s. 2]

Mittaustuloksista tuloksista puuttuu x-akselin suuntainen tärinä hytin lattiasta, tämä johtuu siitä, että anturi oli rikkoutunut kesken mittauksen ja sen tuloksia ei saatu.

Tuloksista nähdään, että vaimentamattomana ja lastaamattomana 8-pyöräisessä koneessa tärinää esiintyy 6-pyöräistä vähemmän, poikkeuksena y-akselin suunta, jossa 6-pyöräiseen koneen tärinäarvot ovat pienempiä. Lastatussa tilanteessa tuolista mitatut tärinäarvot noudattavat samaa kaavaa kuin lastaamattomassa tilanteessa. Hytin lattian mittauksessa koneen ollessa lastattu nähdään täysin erilaiset tulokset lastaamattomaan tilanteeseen verrattuna. Lastattuna y-akselin suuntainen tärinä on 6-pyöräisessä 8-pyöräistä kuormatraktoria suurempi ja z-akselin suuntainen tärinä taas pienempi. Tuloksista nähdään, että kuormituksen tuoma staattisen jousikuorman kasvu vaikuttaa molempien koneiden jousitusjärjestelmään ja sen vasteisiin. Kuormitus muuttaa eri akselien suuntaisia tärinöitä erilailla. Tuloksista myös huomataan, että 6-pyöräisessä kuormatraktorissa ilmenee enemmän tärinää kuin 8-pyöräisessä kuudessa kymmenestä mittaustilanteesta. Kuitenkin 6-pyöräisessä vaarallisimpina pidetty y-akselin suuntainen tärinä on pienempää kuin 8-pyöräisessä. Tämä luultavasti johtuu siitä, että 8-pyöräisessä kone kallistelee 6-pyöräistä enemmän, koska sen tulossa esteen luokse se joutuu kiipeämään ja laskeutumaan sen päälle neljä kertaa, kun taas 6-pyöräinen joutuu vain kolme kertaa.

Kun verrataan kuormatraktorin tärinää vaimentamattomassa ja vaimennetussa tapauksessa voidaan todeta, että suurimassa osassa hytin lattiasta tehtyjä mittauksia vaimennetun järjestelmän tärinä on kaikista pienin. Ainoana poikkeuksena on lastatussa tilanteessa, vaimentamattoman 6-pyöräisen z-akselin suuntainen tärinä on pienempi kuin vaimennetun tilanteen. Tuloksista voidaan sanoa, että järjestelmä vaimentaa parhaiten y-akselin suuntaista tärinää hyvin ja muita hieman. Lattiatason kokonaisvaimennusta on vaikea arvioida vajavaisten mittaustuloksien takia. Tämä luultavasti johtuu

kyseisen järjestelmän rakenteesta. Järjestelmän nivelöinti sallii rotaationaalisen liikkeen vain x-akselin ympäri, näin ollen järjestelmä ei suoraan vaimenna x-akselin suuntaista tärinää, vaan se jää liitosten ja komponenttien passiivisten ominaisuuksien varaan. Koska vaimennuksen sylinterit pyrkivät pitämään hytin vaakatasossa, jolloin se pyrkii vähentää hytin y-akselin suuntaista kiihtyvyyttä, vakaamalla koneen hyttiä. Järjestelmä onnistuukin tässä kohtuullisesti, suurimmalta osaksi siksi, että koneen kallistelu on dominoiva kiihtyvyyden arvojen aiheuttaja y-akselin suuntaan. Koska järjestelmä mittaa vain etuakselin kaltevuutta, sen sylintereitä ei voida ohjata vaimentamaan z- ja y-akselin suuntaista tärinää, vaikka sylinterien rakenne sen sallisikin. Z- ja y-akselin suuntainen tärinän vaimennus vaatisi hytin kiihtyvyyden mittaamisen, jota järjestelmässä ei tehdä. Näin ollen järjestelmä luottaa z- ja y-akselin suuntaisen tärinän vaimennuksessa vain hydraulisylinterien passiiviseen vaimennukseen ja siksi sen vaimennus z-akselin suuntaan ei ole paljon muita tilanteita parempi.

Kun tarkastellaan mittaustuloksista kuljettajanpenkistä mitattuja tärinäarvoja, voidaan todeta, että neljässä tapauksessa kuudesta vaimennetun järjestelmän arvot ovat kaikkia muita vertailukohtia suuremmat. Tutkimusraportissa kerrotaan, että penkin tärinäarvot olivat isommat, kuin hytin lattiasta mitatut. Lattian ja penkin välisiä tärinäarvoja ei voi raportissa annettujen tulosten perusteella vertailla, koska ne on suhteutettu 8-pyöräisen koneen arvoihin. Tutkimusraportissa mainitaan penkin suurien tärinäarvojen, lattiaan verrattuna, syyksi penkin suurempi etäisyys järjestelmän nivelöintipisteestä, kuin hytin lattian. Samalla todetaan, että penkki vahvistaa tiettyjä tärinätaajuuksia ja se on yksi syy suurempiin tärinäarvoihin.

Yhteenvetona Ponssen ADS-järjestelmästä voidaan sanoa, että se pyrkii aktiivisesti vähentämään vain x-akselin ympäri ja sillä tavalla vähentää y-akselin suuntaista tärinää. Tämän takia se ei pysty vaimentamaan tärinää muuta kuin yhden akselin suuntaan aktiivisesti ja luottaa vaimennuksessa komponenttien ja liitosten passiivisiin ominaisuuksiin. Koska standardissa ISO 2631-1 kuitenkin tärinäarvoihin valitaan suurin arvo kaikkien suuntien tärinäarvoista, voidaan vain yhden suunnan yhden suunnan vaimentamisesta saadut hyödyt kyseenalaistaa. Standardin mukaan tärinäarvot istuvalle henkilölle mitataan penkistä, jolloin järjestelmän tuoma etu kyseenalaistuu vielä enemmän. Tuloksien voidaan pohtia tuoko järjestelmä todellisuudessa apua koneen kuljettajan tärinäaltistumisen pienentämisessä.

Toinen tutkimuksessa testattu järjestelmä oli Rottnen Comfort Line aktiivinen vaimennusjärjestelmä. Järjestelmä eristää koneen hytin koneen rungosta neljällä hydraulisylinterillä. Hydraulisylintereitä ohjataan aktiivisesti tärinän vähentämiseksi.

Taulukossa 7.2 nähdään tutkimuksen mittaustuloksia Rottnen Comfort Line järjestelmällä. Mittauksissa mitattiin tärinää kolmen eri akselin suhteen kuljettajan penkistä ja hytin lattiasta. Akselit ja niiden suunnat löytyvät kuvasta 5.1. Tulokset on suhteutettu samanlaisiin koneen, jossa hytti on eristetty vain kumipuslilla, tärinäarvoihin.

	<b>Tiellä</b>	<b>Maastossa</b>
x-suunta tuoli	76 %	Ei mitattu
<b>y-suunta tuoli</b>	<b>90 %</b>	<b>Ei mitattu</b>
z-suunta tuoli	51 %	Ei mitattu
x-suunta hytin lattia	73 %	87 %
<b>y-suunta hytin lattia</b>	<b>68 %</b>	<b>77 %</b>
z-suunta hytin lattia	45 %	59 %

**Taulukko 7.2.** Testi tuloksia Rottne Comfort Line järjestelmällä [Jönsson et al. 2010 s. 3]

Mittauksista nähdään, että järjestelmä vähentää jonkin verran tärinää jokaisessa tapauksessa. Tuloksista nähdään, että järjestelmä vaimentaa parhaiten z-akselin suuntaan ja huonoiten y-akselin suuntaan. Järjestelmän tuloksissa on nähtävissä jotain yhtäläisyyksiä Ponssen ADS-järjestelmän tuloksiin, molemmissa järjestelmissä vaimennus on pienempi kuljettajan penkistä mitattuna, kuin hytin lattiasta, verrattuna vaimentamattomaan tilanteeseen. Järjestelmien mittaustulokset eroavat kuitenkin suuresti niiden vaimennusperiaatteen takia. Kuten aikaisemmin todettiin Ponssen ADS-järjestelmä vaimentaa tehokkaasti y-akselin suuntaisia kiihtyvyyksiä, mutta heikosti muita suuntia. Rottnen järjestelmä taas vaimentaa vähiten juuri y-akselin suuntaisia tärinöitä. Toisaalta Rotnen järjestelmässä ei esiinny Ponssen järjestelmälle ominaista muiden akselien suuntaisten tärinöiden kasvua.

Ilman todellisia tärinäarvoja on vaikea sanoa kumpi järjestelmä on tehokkaampi vaimentamaan tärinää. Järjestelmien toiminnan perusteella voidaan kuitenkin päätellä tilanteet, jossa toinen järjestelmä toimii paremmin. Ponssen ADS-järjestelmän tehokas y-akselin suuntainen vaimennus tekee siitä Rottnen järjestelmää paremman tilanteissa, joissa kone kallistelee paljon x-akselin ympäri. Tällaisia tilanteita on esimerkiksi liikkuminen erittäin epätasaisessa maastossa, jossa koneen pyörät ovat useasti eri tasossa. Rottnen järjestelmä on taas parempi tilanteissa, joissa esiintyy tasaisesti tärinää moneen erisuuntaan, kuten esimerkiksi lastaus tai liikkuminen metsäautotiellä. Rottnen järjestelmä sopisikin paremmin koneelle, joka liikkuu vähän tai vain hiljaisella nopeudella. Tällaisia koneita ovat esimerkiksi harvesterit.

## 8 TÄRINÄN MITTAUS

Hentinen et al. esittelemän aktiivisen järjestelmän suunnitteluperiaatteen mukaisesti ennen järjestelmän suunnittelua ja simulointia kohdejoneuvolla suoritettiin koeajot ja värinämittaukset [Hentinen et al. 2008 s.84] Mittauksien tarkoituksena oli pyrkiä tutki-  
maan ajoneuvon ja herätteen ominaisuuksia, jotta suunnittelua varten pystyttäisiin mää-  
rittämään värinän taajuus ja amplitudi ja vaatimukset toimilaitteen voimantuottotarpeesta  
ja liikenopeudesta. Mittauksilla pyrittiin keräämään tietoa myös koneen värinästä, jotta  
sitä voitaisiin käyttää herätteenä eri vaimennusjärjestelmiä simuloimassa.

Testikoneena toimi Sampo-Rosenlewin SR1066 harvesteri, joka on varttuneiden  
puustojen harvennuksiin ja päätehakkuihin suunniteltu kaksiakselinen harvesteri [Sam-  
po-Rosenlew 2011]. Koneesta mitattiin kahta asiaa rungon kiihtyvyyttä ja koneen kallis-  
telua. Kiihtyvyyttä mitattiin kolmeen suuntaan, mittasuunnat kuvassa 7.1. Anturien  
asennusvirheestä johtuen z-akselin suuntaista kiihtyvyyttä ei saatu mitattua, vaan kaksi  
anturia mittasi x-akselin suuntaista kiihtyvyyttä. Koneen kallistelua mitattiin akseleiden  
x ja y ympäri. Kiihtyvyyden mittauksiin käytettiin kolmea Parkerin ACC50 anturia,  
kallistelun mittaamiseen käytettiin koneessa jo ennalta olleita inkliinaatioantureita. Kiih-  
tyvyysanturit asennettiin koneen runkoon, jotta hytin vaimennuselementit eivät pääsisi  
vaimentamaan värinää. Näin tehtiin, koska mittauksella ei pyritty määrittämään koneen  
nykyisen vaimennuksen tehokkuutta, vaan kerätä tietoa herätteestä suunnittelua ja simu-  
lointia varten. Tämän takia hytin nykyisen vaimennuksen ei haluttu vaikuttavan mittaus-  
tuloksiin ja anturit asennettiin koneen runkoon. Mittaustiedon tallentamiseen käytettiin  
koneen ohjausjärjestelmää, järjestelmän rajoitusten vuoksi näytteenottovälinä käytettiin  
0.02 sekuntia, eli näytteenottotaajuus oli 50 hertsiä.

Koneella suoritettiin kymmenen erilaista mittausta, jotka pyrkivät kuvastamaan  
tapahtumia, jotka ovat normaalia käyttötilanteita vaativampia. Osa tilanteista kuvasti  
pahinta mahdollista tilannetta, jonka esiintyminen normaalissa työskentelyssä on erittäin  
epätodennäköistä. Osa tilanteista edusti koneen toiminnalle keskimääräisesti normaaleja  
toimintatilanteita. Ensimmäiset kaksi mittausta ovat tilanteita, jossa koneen yksi rengas  
putoaa mahdollisimman korkealta. Näillä kahdella mittauksella pyrittiin kuvaamaan  
tilannetta, jossa kone kulkee esimerkiksi ison kiven päältä. Seuraavat kolme mittausta  
tehtiin koeradalla, joka kuvasi epätasaista metsämaastoa. Mittauksen tarkoitus oli mitata  
millaista värinää esiintyy koneen liikkeessä metsässä. Kaikki kolme mittausta suoritet-  
tiin samalla testiradalla, ajonopeuden pysyessä mahdollisimman samana. On huomioita-  
vaa, että testirata ei ollut standardin mukainen, joten tuloksia ei voida verrata standardin  
mukaisella testiradalla tehtyihin mittauksiin. Seuraavat kolme mittausta suoritettiin sa-  
maisella radalla, kuin edelliset kolme mittausta, mutta tällä kertaa kone kulki takaperin.  
Kyseisten mittausten tarkoitus oli pyrkiä selvittämään, kuin koneen liikesuunta vaikut-  
taa värinään. Seuraavassa mittauksessa kone pysyi paikallaan ja koneen puomia liikutel-  
tiin rivakasti. Tällä pyritään tutkimaan minkälaisia värinöitä ja heilahduksia koneen

puomin käyttö aiheuttaa. Tämä on tärkeä etenkin harvesterin tapauksessa, joka on suuren osan ajastaan paikallaan ja kaatotyössä koneen puomiin kohdistuu suuria voimia. Viimeinen mittaus kuvasti koneen siirtoajoa ja siinä kone liikkui tasaisella asfaltti alustalla mutkitellen. Näillä mittauksilla pystyttiin kuvaamaan suurin osa koneen normaali-käytössä kohtaamista tilanteista.

## 8.1 Mittaustulosten tulkinta

Mittausten tuloksista saadut kiihtyvyyssarvot ajettiin ISO-2631-1 standardin mukaisten suodattimien läpi ja niistä laskettiin jokaiselle standardin mukaiset RMS-arvot jokaisen anturin tuloksille erikseen. Taulukossa 8.1. nähdään jokaisen mittauksen jokaisen suunnan arvot erikseen. Tuloksista on huomioitavaa, että anturin asennusvirheestä johtuen anturit 1 ja 2 mittaavat samaa suuntaisesti. On huomioitavaa, että mittaustilanteet eivät kuvasta koneen todellista käyttötilannetta, vaan äärimmäistä tilannetta johon kone voi joutua.

Mittaus	Aika t [s]	Anturi 1 a [ $\text{m/s}^2$ ]	Anturi 2 a [ $\text{m/s}^2$ ]	Anturi 3 a [ $\text{m/s}^2$ ]
1	56	<b>1,33</b>	1,33	1,28
2	112	1,58	1,55	<b>1,70</b>
3	54	<b>2,09</b>	2,06	1,92
4	49	1,86	1,83	<b>2,31</b>
5	51	1,70	1,66	<b>2,34</b>
6	68	0,94	0,93	<b>1,26</b>
7	64	1,03	1,00	<b>1,53</b>
8	68	0,99	0,97	<b>1,41</b>
9	76	1,14	1,02	<b>1,34</b>
10	182	0,98	0,97	<b>2,86</b>

**Taulukko 8.1.** Mittausten standardin ISO 2631-1 mukaiset RMS-arvot.

Anturi 1 ja 2 mittaavat kuvan 5.1 suuntaa x ja anturi 3 samaisen kuvan suuntaa y. Taulukosta 8.1 nähdään että kahdeksassa mittauksessa kymmenestä y-akselin suuntainen kiihtyvyys arvo on x-akselin suuntaista kiihtyvyyttä suurempi. Koska mittauksessa ei saatu mitattu z-akselin suuntaista kiihtyvyyttä, ei sitä voida vertailla muiden akselien mitattuihin arvoihin.

Valtioneuvoston asetuksen 48/2005 mukaisesti ilmoitetaan mittaussuunnista saatu suurin arvo, joten tarvitaan z-akselin suuntaista arvoa vain tapauksessa, jossa se on suurin. Asetuksen mukaan myös x- ja y-akselin suuntaisten kiihtyvyyksien arvot kerrotaan 1.4:llä, joka vähentää todennäköisyyttä, että z-akselin arvo olisi standardin mukaisista arvoista suurin. Kun vielä huomioidaan standardin mukainen painotus z-akselin

arvoille, joka näkyy kuvassa 3.4 käyränä Wk, huomataan, että standardi painottaa taa-juuksia, jotka osuvat ihmisruumin ominaistaajuuden yläpuolelle.

Taulukossa 8.2 nähdään mittauksien tuloksista lasketut VDV-arvot. Tuloksista voidaan nähdä että y-suunnan arvo on yhdeksässä tapauksessa kymmenessä kaikkein suurin. Taulukosta 2 on huomattava, että arvot on laskettu samoista tuloksista, kuin taulukon 1 arvot. Näin ollen anturi 1 ja 2 mittaavat samansuuntaista kiihtyvyyttä, joka selittää niiden samanlaiset arvot.

Mittaus	Aika t [s]	Anturi 1 a [ $\text{m/s}^2$ ]	Anturi 2 a [ $\text{m/s}^2$ ]	Anturi 3 a [ $\text{m/s}^2$ ]
1	56	0,81	0,82	<b>1,01</b>
2	112	1,54	1,50	<b>1,56</b>
3	54	<b>0,83</b>	0,82	<b>0,83</b>
4	49	0,78	0,77	<b>0,99</b>
5	51	0,70	0,69	<b>1,05</b>
6	68	0,41	0,40	<b>0,54</b>
7	64	0,47	0,46	<b>0,77</b>
8	68	0,42	0,41	<b>0,63</b>
9	76	0,50	0,49	<b>0,63</b>
10	182	0,55	0,55	<b>1,57</b>

**Taulukko 8.2.** Mittausten standardin SFS-EN ISO-8041 mukaiset VDV-kiihtyvyyсарvot.

Kun arvoja verrataan taulukon 8.1 RMS-arvoihin, voidaan huomata arvojen olevan huomattavasti pienempiä. Tästä voidaan päätellä että mittaustuloksissa ei esiinny suuria piikkejä, jotka nostaisivat VDV-arvoa. Toisaalta voidaan olettaa tulosten perusteella, että suurin osa kiihtyvyyсарvoista on alle  $1 \text{ m/s}^2$ , koska kaavan 2 potenssin neljä korottaminen pienentää enemmän summattavaa arvoa kuin kaavan 1 potenssiin 2.

Jotta tuloksia voitaisiin verrata jo olemassa oleviin arvoihin, on taulukossa 8.3 esitetty Skogforskin tutkimuksen Hydrauliskt dämpad hytt – ett lyft för arbetsmiljön? tuloksia tärinämittauksista metsäkoneesta, jossa on vaimennus tehty kumipuslilla ja toisessa hydraulisesti. Tuloksista voidaan huomata että myös näissä tuloksissa y-suuntainen arvo on suurin. Taulukon 8.3 arvoja ei voida suoraan verrata taulukkojen 9.1 ja 8.2 arvoihin, koska mittausrata on aivan erilainen molemmissa mittauksissa. Taulukon 8.3 tulokset ovat dvs-arvoja, taulukon 8.1 RMS-arvoja ja taulukon 8.2 VDV-arvoja. On myös huomioitavaa, että taulukoiden 8.1 ja 8.2 arvot on mitattu suoraan koneen rungosta ilman minkäänlaista vaimennusta ja taulukon 8.3 arvot ovat mitattu hytin lattiasta, koneesta, jonka hytti on vaimennettu joko kumipuslilla tai hydraulisesti.

Ajo	Aika [s]	x [m/s <sup>2</sup> ]	y [m/s <sup>2</sup> ]	z [m/s <sup>2</sup> ]
Kumipuslat				
1	92	0,65	<b>1,22</b>	0,81
2	92	0,64	<b>1,22</b>	0,83
3	91	0,63	<b>1,17</b>	0,81
4	90	0,62	<b>1,2</b>	0,86
5	92	0,62	<b>1,18</b>	0,79
Hydraulisesti vaimennettu				
6	92	0,48	<b>1,07</b>	0,42
7	93	0,48	<b>1,07</b>	0,43
8	92	0,46	<b>1,11</b>	0,41
9	90	0,48	<b>1,08</b>	0,43
10	93	0,52	<b>1,05</b>	0,42

**Taulukko 8.3.** d.v.s kiihtyvyyksien arvot [Jönsson 2010].

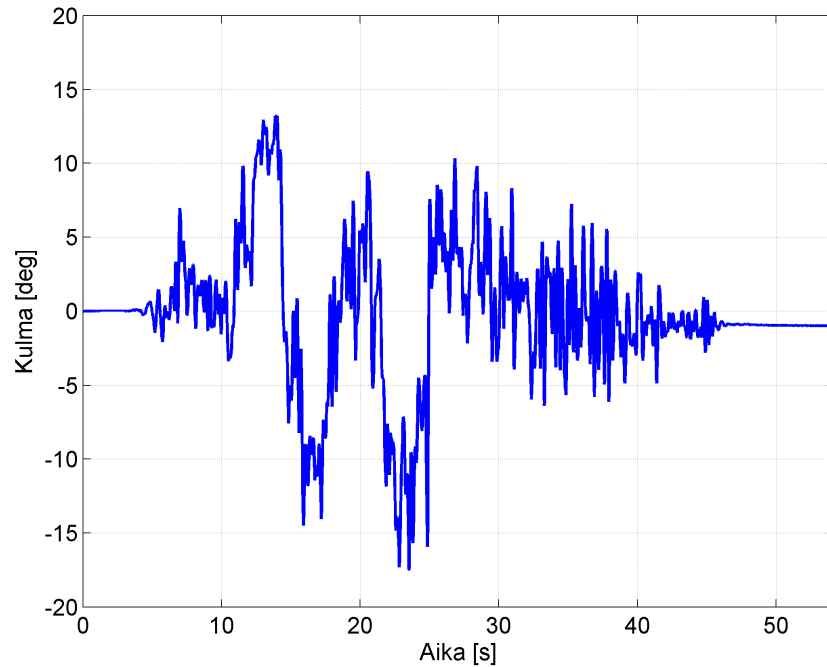
Taulukon 8.3 arvoja voidaan kuitenkin täydentää yleisellä tasolla tietoja z-akselin suuntaisista kiihtyvyyksistä, joita ei saatu taulukon 8.1 ja 8.2 arvoista. Yleisellä tasolla voidaan tuloksista huomata, että kumipuslilla vaimennetussa hytissä, joka on lähinnä täysin vaimentamatonta tapausta, z-akselin suuntaisen tärinäärvot osuvat noin puoleen väliin x- ja y-suuntaisen tärinän arvoja. Tuloksista näkyy jo kappaleessa viisi todettu hydraulisylintereillä kelluvan vaimennusjärjestelmän z-suuntainen hyvä vaimennus.

Tärinäarvoista on huomioitava, että kone pysyy paikallaan vaan mittauksessa 9, kaikissa muissa mittauksissa kone liikkuu. Tämä merkitsee sitä, että koneen liikkumisnopeuden muutoksesta aiheutuu kiihtyvyyksiä. Tämän takia täydellisenkään vaimennusjärjestelmä ei saisi mitattua kiihtyvyyssarvoa nolaksi yhdeksässä mittauksessa kymmenestä. Ainoastaan koneen työskennellessä paikallaan vaimennusjärjestelmä voi saada kiihtyvyyssarvon nollaan. Muissa tapauksissa on tyydyttävä saamaan arvo mahdollisimman lähelle nollaa.

## 8.2 Kallistelun vaikutus tärinäarvoihin

Koneen kulkiessa maastossa se kallistelee välillä suurestikin. Nämä kallistelut aiheuttavat suuria kiihtyvyyssarvoja ja niiden taajuus on yleensä aika pieni. Kappaleessa viisi huomattiin kuinka paljon kallistelujen vähentäminen vaikutti Ponssen koneen tärinäkihtyvyyssarvoihin. Tässä kappaleessa käsittelemme kallistuksen vaikutusta koneen y-akselin suuntaiseen kiihtyvyyteen. Mittaus 3 valittiin tarkasteltavaksi, koska se on lähinnä koneen todellista kulkemista metsämaastossa. Y-akselin suuntainen kiihtyvyys taas valittiin siksi, että sen on monessa mittauksessa kaikista suurin ja ihminen on herkin juuri sen suuntaiselle kiihtyvyydelle.

Kallistelu vaikuttaa kiihtyvyyssmittareihin kahdella tavalla, kulmakihtyvyyden aiheuttaman ratanopeuden komponenttien muutoksella ja maanvetovoiman avulla. Kuvassa 8.1 nähdään mittauksen 3 koneen x akselin suuntainen kallistelu. Kuva esittää mittauksen 3 kallistelua koneen x-akselin ympäri. Kuvan signaalia ei ole taajuuspainotettu vaan se esittää anturina antamaa todellista kiihtyvyyttä.



**Kuva 8.1.** Koneen kallistelu x-akselin ympäri.

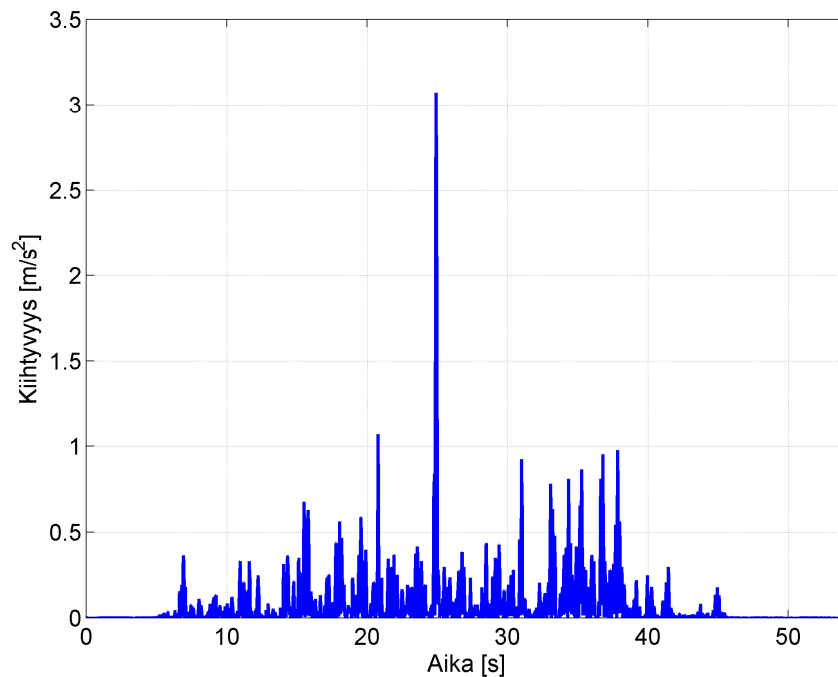
Kuten kuvasta nähdään, kone kallistelee suuresti ja koneen kallistuskulma vaihtelee nopeasti. Suuret kallistelukulmat ja kallistelun kulman nopeat muutokset aiheuttavat paljon sivuttaiskiihtyvyyksiä, joten voidaan olettaa kallistelulla olevan suuri koneen mitattuihin kiihtyvyyssarvoihin.

Nopean kulman muutoksen aiheuttama sivuttaiskiihtyvyys johtuu siitä, että kiihtyvyyssanturi ei voi olla joka tilanteessa koneen kallistusakselilla. Siihen kohdistuu koneen kallistelun aiheuttamasta kulmanopeudesta ratanopeus. Tämä ratanopeus on riippuvainen kulmanopeudesta ja etäisyydestä kallisteluakseliin, ratanopeus muuttuu kulmanopeuden mukaan, joten sillä on kiihtyvyys. Ratakihtyvyys voidaan jakaa kahteen komponenttiin tangenttikiihtyvyyteen ja normaalikiihtyvyyteen eli keskeiskiihtyvyyteen. X- ja y-suuntaisiin mittauksiin vaikuttaa keskeiskiihtyvyys, koska niiden mittaus suunnat ovat kallistelun säteen suuntaiset. Z-suunnan kiihtyvyyteen vaikuttaa tangenttikiihtyvyys, koska z-suunnan anturin mittaussuunta on aina kohtisuorassa kallistelun suuntaan nähden. Kaavassa 7 on esitetty keskeiskiihtyvyyden kaava.

$$a_n = \omega^2 * r \quad (7)$$



Missä  $\omega$  on kulmanopeus [rad/s] ja  $r$  on anturin etäisyys [m] koneen kallistusakselista. Tässä huomataan anturin ja koneen kallistusakselin välisen etäisyyden vaikutus. Tämä johtaa siihen, että kuljettajaan kohdistuvan kiihtyvyyden vähentämiseksi kallisteluakselin tulisi kulkea kuljettajan painopisteen läpi. Toisaalta ISO 2631-1 standardin mukaan tärinäarvot mitataan kuljettajan penkistä, jolloin standardin mukaisten arvojen pienentämiseksi kallisteluakselin tulisi kulkea kuljettajan penkin läpi. Tämä kuitenkin lisää kuljettajan kohdistuvaa kiihtyvyyttä. Tässä kohdassa järjestelmän kallistusakselin valinnalla voidaan optimoida joko kuljettajaan kohdistuvaa kiihtyvyyttä tai standardin mukaisesti mitattua kiihtyvyyttä. Kuvassa 8.2 nähdään kuvan 8.1 mukaisen kallistelun kulman muutoksen aiheuttama kiihtyvyys y-akselin suuntaan. Nämä arvot on laskettu kaavan 7 mukaan.



**Kuva 8.2.** Koneen kallistelun aiheuttama keskeiskiihtyvyys.

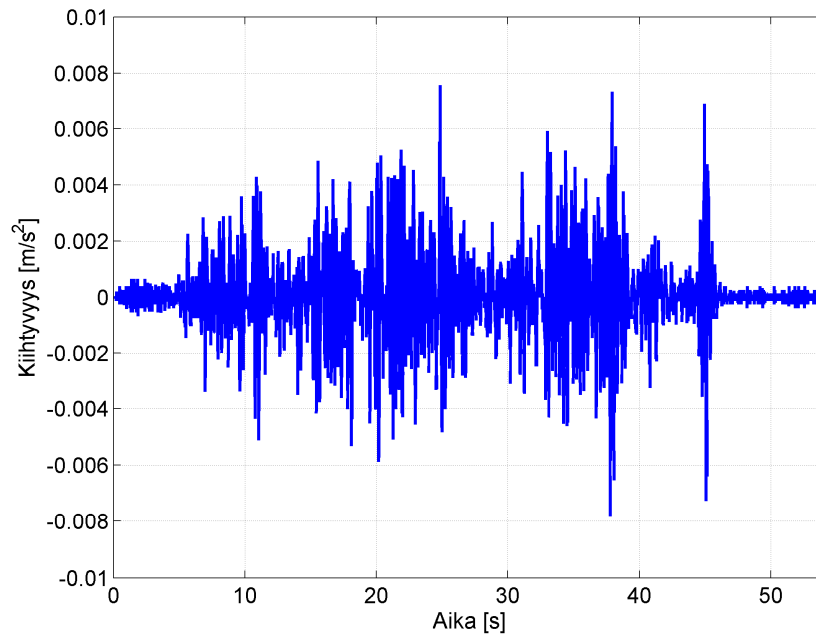
Negatiivisten arvojen puuttuminen selittyy kiihtyvyyssanturin mittaussuunnalla ja tavalla, jolla normaalikiihtyvyys lasketaan. Anturin positiivinen mittaussuunta on kohti kallisteluakselia ja normaalikiihtyvyyden suunta on aina kohti ympyrän keskipistettä. Anturi myös liikkuu koneen kallistellessa aina koneen mukana, joten mittaussuunta pysyy aina samana suhteessa kallisteluakseliin. Koska kulmanopeus korotetaan toiseen potenssiin, kulmanopeuden suunnan muutos ei vaikuta normaalikiihtyvyyden suuntaan. Näistä syistä johtuen normaalikiihtyvyyden arvot ovat anturilla aina positiivisia. Kuten kuvasta nähdään kiihtyvyyssarvot jäävät pieniksi. Tämä johtuu pienistä kulmanopeuden arvoista, joiden toiseen potenssiin korottaminen laskee normaalikiihtyvyyden arvoa. Edes reilusti alle 1 metrin etäisyydellä ei normaalikiihtyvyyden arvo kasva kovin suureksi. Mittauk-

sen 3 tapauksessa normaalikiihtyvyyden poistaminen y-suuntaisesta kiihtyvyydestä laskee kiihtyvyyden RMS-arvon 1,9249:stä 1,9037:ään. Tämä merkitsee noin 1,1 %:n laskua. Kaavasta 7 on myös nähtävissä, että anturin sijaitessa kallisteluakselilla ei normaalikiihtyvyyttä ole olemassa ja etäisyyden kasvaessa normaalikiihtyvyys pienenee entistään. Näin ollen voidaan todeta että normaali kiihtyvyyden vaikutuksen mittaustuloksiin olevan mitättömän pieni.

Kaavassa 8 taas esitetään tangenttikiihtyvyyden kaava.

$$a_t = r * \alpha \quad (8)$$

Missä  $\alpha$  on kulmakiihtyvyys [ $\text{rad/s}^2$ ] ja  $r$  on anturin etäisyys koneen kallistusakselista [m]. Anturien mittaussuunnista johtuen tangenttikiihtyvyys vaikuttaa vain z-akselin suuntaiseen anturiin. On huomioitavaa kuitenkin, että z-akselin suuntaiseen tangenttikiihtyvyyteen vaikuttaa kulmanopeus x- ja y-akselin ympäri. Kuvassa 8.3 nähdään mitauksessa 3 mitattujen kallisteluista kaavan 8 mukaan laskettu  $a_t$ , joka vaikuttaisi z-akselin suuntaiseen anturiin, jos sellaista olisi onnistuttu mittaamaan.



**Kuva 8.3.** Tangenttikiihtyvyys suuntaan z mittauksessa 3.

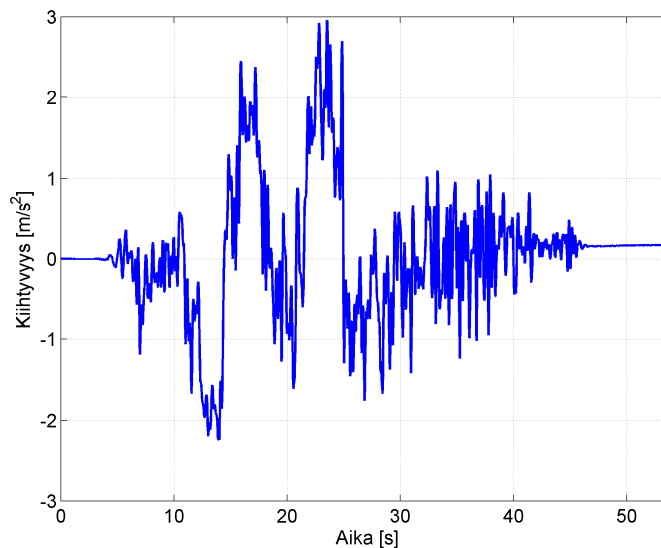
Kuten kuvasta huomataan tangenttikiihtyvyys tuottaa anturiin hetkellisesti suuriakin kiihtyvyyssarvoja. Kun kuvan 8.3 arvoja verrataan kuvan 8.2 arvoihin, voidaan huomata niiden olevan keskimääräisesti huomattavasti suurempia. Kuvan 8.3 mukaisesta kiihtyvyydestä laskettu iso-2631-1 standardin mukainen kiihtyvyyssarvo on 0.0042. Koska mittauksessa ei mitattu z-akselin suuntaista kiihtyvyyttä, ei tätä arvoa voida verrata z-akselin suuntaiseen kokonaiskiihtyvyyteen. Jos sitä verrataan mittauksen 3 x- tai y-

akselin suuntaiseen kiihtyvyyteen huomataan, että se on mitättömän pieni osa noiden arvon suuruudesta. Kaavasta 4 nähdään säteen vaikutus tangenttikiihtyvyyteen. Tangenttikiihtyvyys onkin suoraan verrannollinen säteeseen. Tämän takia voidaan tangenttikiihtyvyyttä minimoida pienentämällä antureiden etäisyyttä kallisteluakselista. Koska z-akselin suuntaiseen kiihtyvyyteen vaikuttaa kallistelu x- ja y- akselin ympäri, on tangenttikiihtyvyyden säde anturin kohtisuora etäisyys x- ja y-akselin leikkaamispisteeseen. Näin ollen tangenttikiihtyvyys on nolla, kun anturit sijoitetaan x- ja y-akselin leikkaamispisteeseen.

Kulman muutoksen lisäksi maan vetovoima aiheuttaa z-akselin suuntaisen kiihtyvyyden, joka poistetaan jo kalibroinnissa nollapisteen siirtymän kompensoinnissa. X- ja y-akselin suuntaisiin antureihin maan vetovoima ei vaikuta koneen ollessa tasaisella maalla. Koneen kallistuessa kuitenkin maan vetovoiman komponentit alkavat vaikuttaa x- ja y-suuntaisten antureiden mittaus arvoon. Tätä vaikutusta voidaan kuvata kaavalla 9.

$$a = 9.81 \frac{m}{s^2} * \sin(\alpha) \quad (9)$$

Missä a on maan vetovoiman aiheuttama kiihtyvyys ja  $\alpha$  on koneen kallistuskulma [deg]. Kuten huomataan, koneen kallistuskulmalla on suora vaikutus anturin kiihtyvyytulokseen. Tämä vaikutus on nähtävissä myös kuvassa 8.4, jossa on kuvattu maan vetovoiman vaikutus anturin 3 arvoihin, joka on laskettu kaavan 9 mukaan.



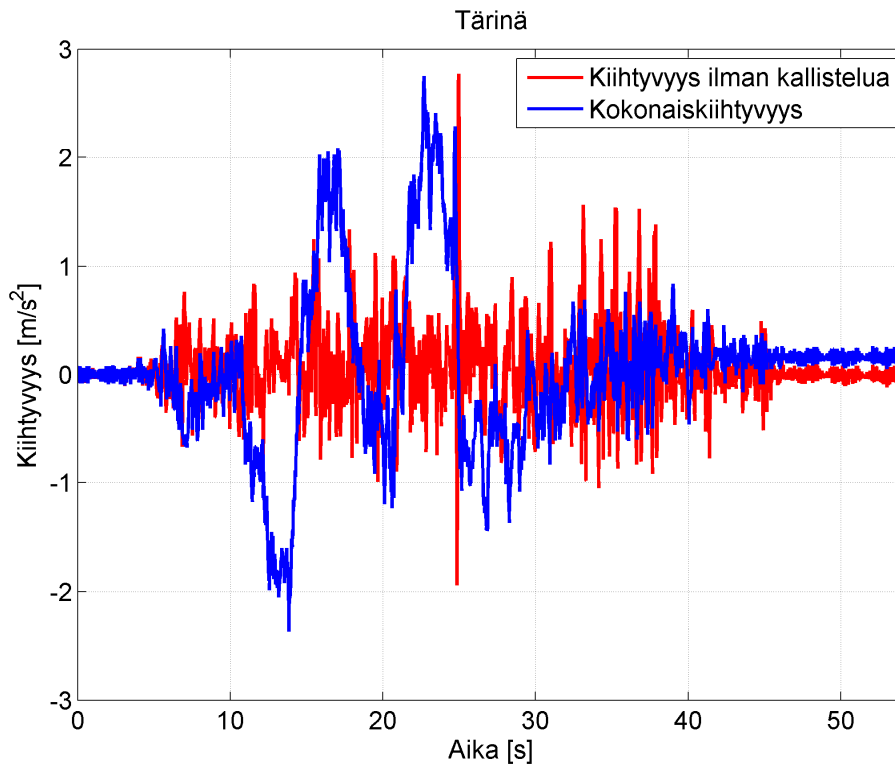
**Kuva 8.4.** Maan vetovoiman aiheuttama anturin 3 kiihtyvyys.

Kuvasta on selvästi nähtävissä, että maan vetovoima aiheuttaa suuria kiihtyvyyssarvoja, kuvan perusteella voidaan päätellä, että kallistelu poistaminen vähentäisi anturin mitattamia kallistusarvoja huomattavasti. Kun kuvan 8.4 mukainen kiihtyvyys vähennetään

anturin 3 mittaustuloksesta, standardin mukainen kiihtyvyyssarvo laskee 1,9249:sästä 1,7896:ään, eli noin 7 %:a. Näin ollen voidaan yleisesti sanoa, että kallistelun osuus standardin mukaisesta kiihtyvyyssarvosta on noin kuudenneksen. On kuitenkin huomioitavaa, että suurin osa kallistelusta osuu taajuusalueelle, joka vaimentuu taajuuspainotuksessa.

Ilman taajuuspainotusta mittauksen 3 y-suuntaisen kiihtyvyyden RMS-arvo on  $7.14 \text{ m/s}^2$  ja y-suuntainen kiihtyvyys ilman kallistelun aiheuttamaa kiihtyvyyttä on  $3.54 \text{ m/s}^2$ . Kallistelun aiheuttaa siis 49 %:a kokonaiskiihtyvyydestä. Vaikka taajuuspainotusta käytetään standardiarvon laskemisessa, on huomioitava, että koneen kuljettaja tuntee myös ne kiihtyvyydet, jotka vaimentuvat taajuuspainotuksessa. Näin ollen kallistelun vaimentaminen on tärkeää, vaikka sillä onkin vain rajallinen vaikutus standardin mukaiseen arvoon.

On helppo huomata, että kallistelu vaikuttaa voimakasti tärinäravoihin koneessa, joka kulkee erittäin epätasaisessa maastossa. Kuvassa 8.5 nähdään vielä ero kiihtyvyyksistä kallistelun kanssa ja ilman sitä.

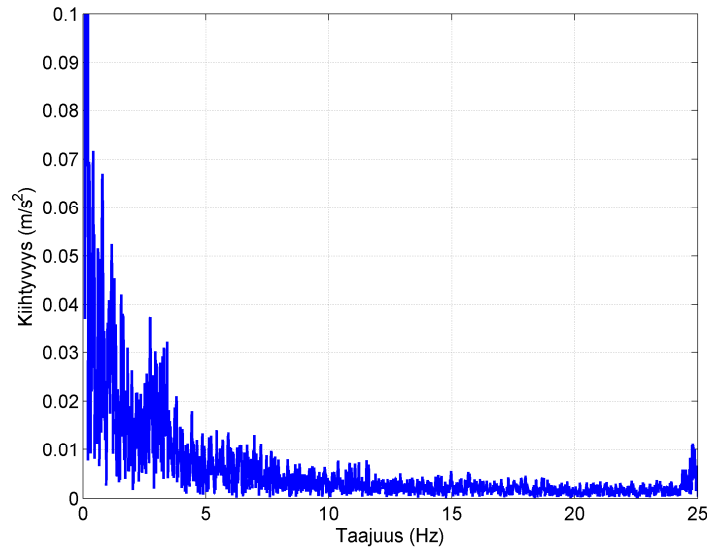


**Kuva 8.5.** Kallistelun vaikutus mitattuun kiihtyvyyssarvoon.

Kuvasta näkyy selkeästi, että kallistelun poistaminen vähentää tehokkaasti suurimpia kiihtyvyyssarvoja. Kallistelun poistamisen jälkeen jäljelle jää pienempi amplitudista korkea taajuisia tärinää.

### 8.3 Tärinän taajuus

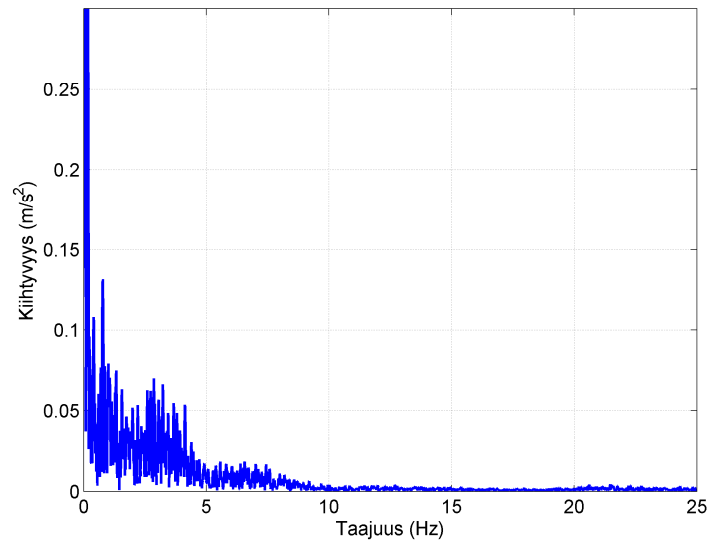
Kuten aikaisemmin on jo todettu, tärinän taajuus on sen yksi merkittävä ominaisuus. Tärinän taajuus vaikuttaa suuresti siihen, minkälaisia vaimennusjärjestelmiä kannattaa käyttää. Kuvassa 8.6 nähdään mittauksen 3 y-akselin suuntaisen kiihtyvyyden taajuuspektri. Kuvassa x-akselilla on taajuus hertseinä ja y akselilla kiihtyvyyden amplitudi.



**Kuva 8.6.** Mittauksen 3 anturin 3:n mittaustiedon taajuuspektri.

Kuvasta on nähtävissä, että suurimmat kiihtyvyyden amplitudit esiintyvät alle 3 hertsin taajuuksilla. Toinen huomattava asia on, että 12 hertsin jälkeen kiihtyvyyden amplitudi näyttää pysyvän melko samana. Tuloksista voidaankin päätellä, että mittauksen 3 tapauksessa olisi tehokkainta keskittyä vaimentamaan pieniä taajuuksia etenkin alle 3 hertsin taajuuksia. Maasto, jossa kone kulkee aiheuttaa koneen kiihtyvyydet, joten kyseessä on jo kappaleessa kaksi esitetty pakotettu värähtely. Pakotetusta värähtelystä tiedetään, että vasteen taajuus on sama kuin herätteen. Tässä tapauksessa herätteenä toimii maasto, joten kuvan 8.6 taajuuspektri on riippuvainen vahvasti maastosta, koska maasto ja koneen kulkunopeus vaihtelee. Näin myös koneen herätteen taajuus muuttuu. Näin ollen vaimennusjärjestelmän taajuuskaistan valitseminen yhden mittauksen perusteella tuottaisi järjestelmän, joka toimisi yhdessä tilanteessa, joka saattaa esiintyä erittäin harvoin. Kuvaa voidaan kuitenkin pitää suuntaa antava ja siitä voidaan vetää edellä mainitut johtopäätökset.

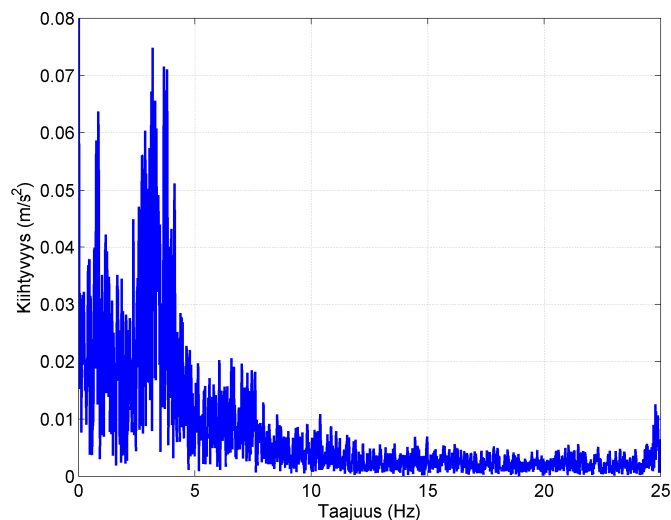
Kappaleessa 8.1 käsiteltiin kallistelun vaikutusta mittauksen 3 y-suunnan kiihtyvyyden arvoihin. Kuvassa 8.7 nähdään kallistelun aiheuttaman kiihtyvyyden taajuus.



**Kuva 8.7.** Kallistelun aiheuttaman kiihtyvyyden taajuusspektri.

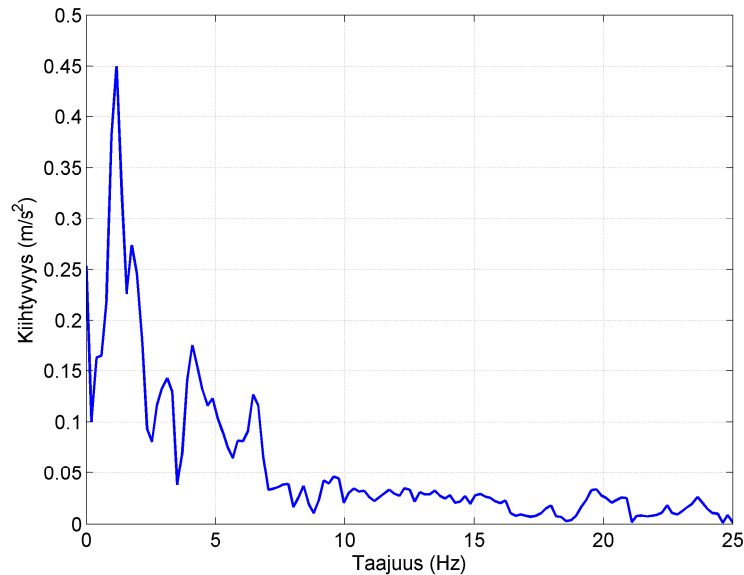
Kuvasta on helppo nähdä, että kallistelun aiheuttaman kiihtyvyyden taajuus on melko pieni: Käytännössä kallistelu näyttää aiheuttavan vain alle 5 hertsin taajuuksisia kiihtyvyyksiä. Suurin osa kiihtyvyyksistä näyttää myös osuvan juuri sille alueelle, jolle ihminen on herkin. Tämän takia on erittäin tärkeää, että kallistelun aiheuttama kiihtyvyys pyritään vaimentamaan tehokkaasti. Korkeiden taajuuksien puuttuminen merkitsee sitä, että kallistelun aiheuttamat kiihtyvyydet voidaan vaimentaa aktiivisesti tai puoliaktiivisesti ja passiivista vaimennusta ei tarvita.

Kuvassa 8.8 nähdään y-akselin suuntainen kiihtyvyys ilman kallistelua. Kuvasta on huomioitavaa, että kallistelun poistaminen poisti kaikkein suurimmat kiihtyvyyden amplitudit ja vähensi huomattavasti alle 3 hertsin taajuuksien kiihtyvyyden arvoja.



**Kuva 8.8.** Mittauksen 3 kiihtyvyyden taajuusspektri ilman kallistelua.

Kuvasta on myös huomattavissa, että kallistelun poistamisen jälkeen kiihtyvyyden amplitudi ei vähene yhtä nopeasti taajuuden kasvaessa kuin kuvassa 8.5. Korkeammat taajuudet on luultavasti helpoin vaimentaa passiivisilla komponenteilla ja matalammat taajuudet aktiivisesti tai puoliaktiivisesti. Ainoa mittaus missä kone jää värähtelemään vapaasti ilman herätettä, joka häiritsisi ominaistaajuuden määrittämistä, ovat mittaukset 1 ja 2. Kuvassa 8.9 on fft-muunnos sellaisesta osasta mittausta 1, jossa kone värähtelee vapaasti.



**Kuva 8.9.** Mittauksen 1 vapaan värähtelyn taajuusspektri.

Kuvasta on nähtävissä selvä piikki amplitudissa 1.172 hertsin taajuuden kohdalla. Tämä voidaan olettaa johtuvan siitä, että koneen ominaistaajuus osuu tuolle kohdalle, joten sen taajuuksiset värähtelyt voimistuvat. Tämän takia järjestelmän ominaistaajuus on saatava mahdollisimman alas, jotta koneen ja järjestelmän yhdistetty ominaistaajuus olisi mahdollisimman lähellä liikesairaus rajaa. Tämä merkitsisi, että jousitusjärjestelmän ominaistaajuus tulisi olla 0.872 hertsiä tai suurempi. Mitä lähemmäksi 0.872 hertsiä päästään, sitä lähempänä vaimennusjärjestelmän ja koneen kokonaisominaistaajuus on 0.5 hertsiä.

## 8.4 Vaimennussuunnitelma

Kappaleen 8.1 perustella voidaan päätellä, että kallistelun vaimentaminen on erittäin tärkeä. Näin ollen vaimennusjärjestelmän pitää pystyä pitämään ohjaamo vaakatasossa. Kappaleessa viisi esitettyjen tuloksien perustella voidaan sanoa, että Ponssen ADS-järjestelmän tapainen hydraulijärjestelmä pystyy vaimentamaan kallistelun tehokkaasti. Mutta koska standardin ISO 2631-1 mukainen arvo on suurin kaikista kolmesta mitatus-

ta suunnasta, näin ollen kallistelut on vaimennettava molempien x- ja y-akselin ympäri. Tämän lisäksi joko sylinterien nivellöinnissä tai ohjauksessa on pyrittävä siihen, että hytin kallisteluakseli kulkee mahdollisimman läheltä, joko standardin mukaista mittausta-kohtaa tai kuljettajan massakeskipistettä.’

Kappaleen 5 mittaustulosten perusteella nähdään, että hydraulisyntereillä varustettu järjestelmä on myös tehokas vaimentamaan z-akselin suuntaista tärinää. Hydraulisynteriden passiiviset ominaisuudet vaimentavat tehokkaasti z-akselin suuntaisesti tapahtuvaa korkea suuntaista tärinää. Z-akselin suuntaiset matalat taajuudet voidaan vaimentaa ohjaamalla sylintereitä z-akselin suuntaisen kiihtyvyyden mukaan aktiivisesti tai puoliaktiivisesti. Näin ollen jäljelle jää enää x- ja y-akselin suuntaiset korkeataajuiset tärinät. Nämä pystytään luultavasti parhaiten vaimentamaan lisäämällä passiivisia vaimennuskomponentteja sarjaan hydraulisen vaimennusjärjestelmän kanssa tai asettamalla sylinterit vinoon.

Tällöin sylintereillä voidaan z-akselin suuntaisen liikkeen lisäksi luoda myös x- ja y-akselien suuntaista liikettä. Ongelmaksi kuitenkin tulee se, että sylinterien ollessa vinossa, sylinteri liikkuu aina kolmessa suunnassa. Näin ollen yhden suunnan kiihtyvyyden kompensointi aiheuttaa kiihtyvyyksiä kolmessa muussa suunnassa. Tämä voitaisiin estää asentamalla sen akselin suuntaisesti, minkä suuntaista kiihtyvyyttä ne on tarkoitettu vaimentamaan. Koneen rakenteen vuoksi on kuitenkin mahdotonta, joten vaihtoehdoksi jää sylinterien asentaminen vinoon tai antaa passiivisten komponenttien vaimentaa x- ja y-akselin suuntaista tärinää.

Passiivisten komponenttien käyttäminen näyttäisi paremmalta vaihtoehdolta: Koska mittaustuloksista nähdään, että kallistumisen aiheuttaman kiihtyvyyden poistamisen jälkeen jäljelle jää vain koneen liikkumisesta aiheutunutta kiihtyvyyttä ja korkeataajuisia tärinää. Koska passiiviset komponentit ovat yleisesti parempi koreidentaajuuksien vaimentamiseen, voidaan sylinterien asentamista suoraan ja passiivisten komponenttien käyttämistä x- ja y-akselien suuntaisten kiihtyvyyksien vaimentamiseen pitää parhaana vaihtoehtona.



## 9 JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

Järjestelmässä olisi pyrittävä mahdollisimman pieneen järjestelmän ominaistajuuteen, jotta herätepuoli ja vastepuoli saataisiin mahdollisimman hyvin eristettyä toisistaan. Ominaisuuden on kuitenkin oltava suurempi kuin 0.5 Hertziä, koska tätä pienemmällä ominaisuudella värähtely aiheuttaa ihmiselle liikesairaus. [Bauer 2011 s. 9] Ominaisuus riippuu kuormituksesta ja jousivakiosta. Massan suurentuessa tai jousivakion pienentyessä jousitus pehmenee ja sen ominaisuus laskee [Bauer 2011 s. 8] On suotavaa valita mahdollisimman pieni vaimennus, jotta vastepuoli saadaan mahdollisimman hyvin eristettyä herätepuolesta. On kuitenkin huomioitavaa, että koneen normaalin käyttöön säädetty vaimennus on yleensä liian pieni äärimmäisissä käyttöolosuhteissa. Tämä saattaa johtaa jousituksen pohjaamiseen ja jousituksen rikkoontumiseen. [Bauer 2011 s. 51] Täten onkin valittava hieman suurempi vaimennus tai vaimennusta on lisättävä jousituksen lähestyessä päätyjään.

### 9.1 Hydraulijärjestelmän valinta

Tässä kappaleessa pohditaan, minkälainen hydraulijärjestelmä sopisi parhaiten vaimennuksen toteuttamiseen. Tavoitteena on valita järjestelmä, joka täyttää Bauerin kirjassa esitetyt vaatimukset hydropneumaattiselle jousitukselle. Näitä vaatimuksia ovat kiihtyvyyksien minimointi eristetyllä puolella, hyvät jousi-, vaimennus- ja kitka ominaisuudet, vakaus, matala komponenttien hinta, pieni tilan vaatimus, luotettavuus, turvallisuus, robusti ja helppo huollettavuus. [Bauer 2011 s. 2-15]

Samalla Bauer määrittelee tilanteet, jossa hydropneumaattisen käyttö on erittäin suositeltavaa [Bauer 2011 s. 15–16]. Metsäkoneen tapauksessa Bauerin määrittelemästä yhdeksästä tilanteesta täyttyy kuusi. Nämä ovat jatkuvan ja nopean vakauksen tarve, vähäinen tila jousitusjärjestelmälle, mahdollisuus hydraulisylinterien käyttöön, vaatimus robust komponenteista ympäristön takia, jousituksen lukitus ja hydraulinen energia on valmiiksi saatavilla. Näiden syiden takia hydraulinen järjestelmä on metsäkoneen tapauksessa paras vaihtoehto. Vaimennuksessa voidaan käyttää joko puoliaktiivista tai aktiivista järjestelmää. Siksi simulointia varten on valittava vähintään yksi järjestelmä molempia järjestelmätyyppejä, jotta järjestelmätyyppien eroja voidaan verrata.

Bauerin mukaan hydropneumaattinen jousitusjärjestelmä koostuu kahdesta osasta, jousitus- ja vakausosioista. Jousitusosio taas koostuu neljästä komponentista sylinteristä, akusta, kuristuksesta ja hydraulioöljystä. Sylinteri ja akku toimivat ideaalisessa järjestelmässä jousena, kuristus vaimentimena ja hydraulioöljy toimii väliaineena. Vakausosion tarkoituksena on pitää sylinterin asema vakiona kuormituksesta riippumatta, tämän se toteuttaa lisäämällä ja vähentämällä öljyä jousitusosion hydraulipiirissä. Tätä

tehtävää varten se tarvitsee ohjausventtiilin, hydraulisen tehonlähteen ja ohjausjärjestelmän antureineen. [Bauer 2011 s. 19–20] Kuten jo aiemmin mainittiin, hydraulinen tehonlähde on metsäkoneen tapauksessa jo valmiiksi koneessa ja sitä voidaan hyväksi käyttää vakauksen tapauksessa. Kun hydropneumaattisista jousitusjärjestelmää suunnitellaan jo olemassa olevaan metsäkoneeseen, on muistettava, että hydraulisen tehonlähteen ominaisuuksiin ei pakosti ole mahdollista vaikuttaa, koska se on suunniteltu koneen muiden toimintojen ehdoilla.

## 9.2 Sylinterit

Bauerin mukaan sylinterin tarkoitus hydropneumaattisessa jousituksessa on siirtää voimia herätepuolelta eristetylle puolelle, jotka pitävät jousitetun massan suunnitteluasemassa. Samalla ne tarjoavat jousitusjärjestelmän liikematkan, jonka tarkoituksen on vähentää oskalaatiota ja kiihtyvyyttä eristetyllä puolella. [Bauer 2011 s. 95]

Sylinterin asennus järjestelmään tulisi suunnitella siten, että sylinteriä kuormittaa vain aksiaalinen. Tällöin saadaan hyöty sylinterin koko pinta-alasta ja sylinteri koko voidaan mitoittaa juuri kuorman mukaan. [Bauer 2011 s. 95] Samalla pystytään minimoimaan sylinterin tiivisteiden kitka, joka on suoraan verrannollinen sylinterin halkaisijaa. [Bauer 2011 s. 54] Kuten kappaleessa 3.3 todettiin kitka mahdollistaa kitkaa pienempien voimien kulkemisen herätepuolelta eristetylle puolelle ja samalla heikentää sylinterin kykyä vaimentaa pieniä voimia. Tämän takia sylintereiden asennus tulisi myös minimoida sylinteriin vaikuttavat lateraaliset voimat, koska ne suurentavat sylinterin kitkaa. [Bauer 2011 s. 54]. Näin ollen voidaankin sanoa, että sylinterin asennus tulisi olla sellainen että se minimoi sylinterin halkaisijaa ja estää sylinterin kohdistuvat lateraaliset voimat. Ideaalisessa tilanteessa tämä pystyttäisiin toteuttamaan nivelöimällä sylinteri molemmista päistä. Todellisuudessa nivelissä on kuitenkin kitkaa, jonka takia sylinteriin aiheutuu aina voimia muuhunkin kuin sylinterin varrensuuntaan. Tämä on otettava huomioitava sylinteriä mitoittaessa.

Sylinterin pienentämisellä on myös muita hyötyjä, koska se laskee järjestelmän ominaistajuutta. Tämä johtuu sylinterin jousivakion verrannollisuudesta sylinterin koon, joka nähdään kaavasta 10, joka on sylinterin hydraulisen jousivakion kaava.

$$K_h = \frac{B_e \cdot A_m^2}{V_0} \quad (10)$$

Kaavassa  $K_h$  on sylinterin hydraulinen jousivakio [N/m],  $B_e$  on tehollinen puristuskerroin [N/m<sup>2</sup>],  $A_m$  on sylinterin pinta-ala [m<sup>2</sup>] ja  $V_0$  on sylinterin kammio-tilavuus [m<sup>3</sup>]. Kaavasta nähdään, että sylinterin koon kasvu kasvattaa sylinterin jousivakiota, vaikka sylinterin koon kasvu kasvattaa myös sylinterin kammio-tilavuutta sylinterin jousivakio kasvaa, koska sylinterin pinta-ala on korotettu toiseen potenssiin. Jousivakion kasvun vaikutus sylinterin ominaistajuuteen nähdään kaavasta 11, joka kuvastaa värähtelijän ominaistajuutta jousivakion funktiona.

$$f = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (11)$$

Kaavassa  $f$  on ominaistaajuus,  $k$  on jousivakio [N/m] ja  $m$  on massa [kg]. Kuten kaavasta nähdään ominaistaajuus kasvaa jousivakion kasvaessa, joka taas kaavan 10 mukaan kasvaa sylinterin koon kasvaessa. Näin ollen sylinterin koon kasvaessa, myös järjestelmän ominaistaajuus kasvaa. Kuten aikaisemmin on todettu, optimaalisessa tilanteessa järjestelmän ominaistaajuus on mahdollisimman pieni, joten on optimaalista valita mahdollisimman pieni sylinteri.

Tämän lisäksi sylinterillä on muita teknisiä vaatimuksia, jotka tarvitsee ottaa huomioon mitoituksessa. Tällaisia vaatimuksia on esimerkiksi nurjahdusvarmuus. Koska sylinteri on nivelöitä molemmista päistä, sylinterin redusoitu pituus nurjahdusmitoituksessa on sylinterin nivelpisteiden välinen etäisyys [Kauranne et al. 2006 s. 146]. Toisilla kiinnitystavoilla redusoitua pituutta voitaisiin pienentää, jolloin myös vaadittu sylinterivarren paksuus pienenesi. Tällöin myös varrenohjaustiivisteiden kitka pienenesi, kuten aiemmin todettiin. Tällöin kuitenkin sylinteriin kohdistuisi lateraalisia voimia, jotka tarvitsee ottaa huomioon nurjahdusmitoituksessa ja tämä lisää kitkaa tiivisteissä. Kokonaisuudessa sylinterin nivelöinti molemmista päistä on paras vaihtoehto.

Yksi teknisistä vaatimuksista on päätyasentovaimennus, Kauranne et al. mukaan sylintereissä tulisi käyttää päätyasentovaimennusta, kun sylinterin männän liikenoisuus on suurempi kuin 0.1 m/s ja suurilla kuormilla jo pienemmillä nopeuksilla [Kauranne et al. 2006 s. 150]. Bauerin mukaan päätyasentovaimennuksen käyttäminen mahdollistaa pehmeämmän jousituksen käyttämisen, mikä parantaa järjestelmän mukavuutta huomattavasti [Bauer 2011 s. 62].

Bauer tuo esille kirjassaan vielä muita asioita, joita tarvitsee ottaa huomioon sylintereitä mitoittaessa. Yksi huomioista on sylinterin maksimi paineesto. Bauerin mukaan maksimipaine sylinterillä voi jousitusliikkeen takia olla suurempi kuin järjestelmän maksimipaine. Tämän takia sylinteriä ei voi valita järjestelmän syöttöpaineen mukaan, vaan on valittava sylinteri joka kestää suuremman paineen. Myös järjestelmän maksimipaine voi olla vaimennuselementeissä tapahtuvan tehonhäviön takia suurempi kuin ympäröivä lämpötila [Bauer 2011 s. 96]. Koska metsäkone toimii pääasiassa ulkona ympärivuotisesti, on järjestelmän suunnittelussa otettava huomioon eri vuoden ajoista johtuvat lämpötilanvaihtelut. Kokonaisuudessa järjestelmä altistuukin melko laajalle skaalalle lämpötiloja.

### 9.2.1 Sylinterin pituus

Sylintereiden pituus riippuu niiltä halutusta liikematkasta. Kun sylintereitä käytetään kallistelun vakaamiseen, haluttu liikepituus riippuu kallistelukulmasta ja sylinterin etäisyydestä kallisteluakselista. Tämän lisäksi sylinterin ei haluta koskaan pääsevän päätyasentoonsa, koska tällöin sylinterin vaimennus lähimmän päädyn suuntaan on olematon.

Tämän takia sylinterin pituus on oltava hieman pidempi kuin kallistelun kompensoimiseen tarvittu liikematka.

Maksimi kallistelukulmat saatiin selville Metsäkoneiden ergonomiasuosituksista. Metsäkoneiden ergonomiasuositukset pohjoismaissa määrittelee metsäkoneiden valmistajille suositukset, joiden tarkoituksena on parantaa kuljettajan mukavuutta. Suositukset koskevat kaikkia yli kahden tonnin painoisia metsätaloudessa käytettäviä koneita, jotka liikkuvat maastossa ja joissa on ohjaamo. [Almqvist et. al. 1999 s.6] Suosituksissa määritellään viisi luokkaa, jonka mukaan koneiden eri ominaisuuksia voidaan arvioida. Luokituksessa paras luokka on A ja huonoin 0.

Suosituksissa käsitellään myös koneen kallistelun vaikutuksia työasentoon. Suosituksessa jaetaan koneet viiteen edellä mainittuun luokkaan sen perusteella, kuinka hyvin ne pystyvät tasaamaan kallisteluja. A-luokan kone pystyy suoristamaan koko koneen tai ohjaamon  $15^{\circ}$ :tta sivu- ja pituussuunnassa. B-luokan kone pystyy suoristamaan koneen ohjaamon joko  $7^{\circ}$ :tta molempiin suuntiin tai  $15^{\circ}$ :tta yhteen suuntaan. C-luokan koneessa vain istuimen asentoa voidaan suoristaa. D-luokan koneessa kuljettajan asentoa ei voida asettaa vaakatasoon. 0-luokkaa ei ole koneen kallistelun suoristamisen kohdalla määritetty. [Almqvist et. al. 1999 s.17]

Näin ollen sylinterien pituus on valittava sen mukaan mihin luokkaan sen halutaan sijoittuvan, asennuspaikkojen etäisyyden ja tarvittavan z-akselin suuntaisen kiihtyvyyden vaimentamisen tarvittavan liikematkan mukaan.

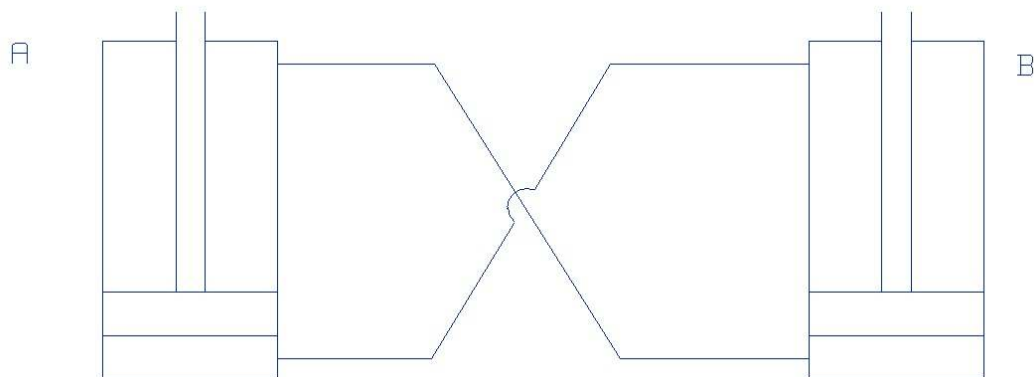
### 9.2.2 Sylinterien lukumäärä

Kappaleessa 9.1 todettiin että kallistelu aiheuttaa noin kolmanneksen standardin mukaisesta kiihtyvyydsarvosta. Kun vielä hydraulinen tehonlähde on helposti käytettävissä, ei vakauksen pois jättämiselle ole mitään syytä. Kappaleen 9.3 perusteella tiedetään että vain yhden suuntaisen kallistelun vaimennuksen hyötyä rajoittaa standardin ISO 2631-1 tapa määrittää koneen tärinäarvo. Hydraulijärjestelmän on siis pystyttävä hallitsemaan hytin kallistelua x- ja y-akselin ympäri. Tämän takia järjestelmässä on oltava vähintään kaksi hydraulisylinteriä. Tällöin kuitenkin on käytettävä kaksiakselista niveltä, jotta voidaan kontrolloida kallistelu kahden akselin ympäri. Nivelen huonona puolena on sen mitätön eristys, joka luo tärinälle siirtotien koneen rungosta hyttiin ja samalla vähentää vaimennusjärjestelmän tehokkuutta. Samalla se estää z-, y- ja x-akselien suuntaisten kiihtyvyyksien kohtisuoran vaimentamisen, koska nivel on lukittuna kaikkien kolmen akselin suunnassa. Tämän takia järjestelmä luultavasti tarjoaa paremman vaimennuksen, jos siinä on kolme tai neljä sylinteriä. Molemmissa tapauksissa sylinterit erottavat hytin kokonaan rungosta ja katkaisevat tärinän siirtotien, samalla pystytään vaimentamaan kallistelu kahden akselin ympäri ja z-akselin suuntaan. X- ja y-akselin suuntaisen kohtisuoran tärinän vaimentamiseen vaadittaisiin sylinterit, jotka olisivat kohti suorassa noihin akseleihin nähden. Tällainen sylinterien asennus on kui-

tenkin koneen rakenteen nähden mahdotonta. Toisaalta kallistelun poistuessa jäljelle jäävä värinä on melko korkeataajuisia ja se voidaan vaimentaa tehokkaasti passiivisilla komponenteilla kuten kumipuslilla. Matalampi taajuisia x- ja y-akselin suuntaisia kiihtyvyyksiä voitaisiin kyllä vaimentaa, mutta ei kokonaan poistaa, koska koneen on liikuttava suorittaakseen työtehtävänsä. Kolmen sylinterin huono puoli on sen kyky hallita tilanteita, jossa kone kallistelee kahden akselin ympäri. Tällaisissa tilanteissa sylinterin ohjaus kallistelun kompensoimiseksi aiheuttaa luultavasti jonkin verran kallistelua toisen akselin ympäri. Toinen huono puoli on sylinterien kantama kuorma, joka on suurempi kuin neljän sylinterin järjestelmässä. Suurempi kuormitus vaatii suurempaa jousivakiota, joka aiheuttaa järjestelmän ominaistaajuuden kasvun ja samalla tekee jousitukselta kovemman ja epämukavamman. Kolmen sylinterin vaihtoehto on kuitenkin yksi vaihtoehto ja sen käyttäytymistä tutkitaan simuloinnissa.

### 9.2.3 Sylinterien kytkennät

Yleinen tapa kallistelun estämiseen on kytkeä vaimennussylinterit ristiin. Tällöin saavutetaan suurempi kallistelu jäykkyys, jolla voidaan kompensoida äkillisen kallistelun vaikutusta. Tällainen kytkentä nähdään kuvassa 9.1



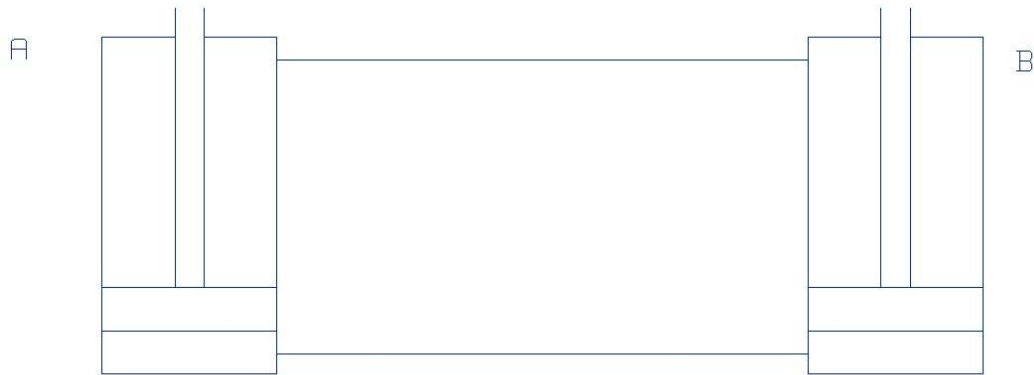
**Kuva 9.1.** Sylinterien ristiinkytkentä

Kuten kuvasta nähdään, sylinterin A männänpuolen kammio on kytketty sylinterin B männänvarren puoleiseen kammioon ja sylinterin A männänvarren puoleinen kammio on kytketty B sylinterin männänpuoleiseen kammioon. Tällöin öljy pääsee kulkemaan kammioiden välillä. Ideaalitilanteessa yhteenkytkettyjen kammioiden paine on sama. Tällöin toista sylinteriä kuormittava suurempi voima aiheuttaa toiseen sylinteriin männänvarren puoleiseen kammioon paineen, joka painaa sylinteriä alaspäin. Kytkennän tarkoituksena on tasata sylinterien välistä kuormituseroa ja estää kuormituksen epätasaisuuden aiheuttamat sylinterin männän asemien välisen eron muutosta. Vakausta voitaisiin toteuttaa tällaisella kytkennällä tuomalla lisää öljyä toiseen kammioiden yhteenliittämään ja päästämällä sitä pois toisesta. Tällöin sylinteri liikkuisivat eri suuntiin ja kallistelu saataisiin kompensoitua. Tällainen olisi helppo toteuttaa yhdellä 4/3 venttiilillä,

jolla saataisiin ohjattua molempia sylintereitä yhtä aikaa, jolloin komponenttien määrä olisi pienempi, kuin tilanteessa, jossa molempia sylintereitä ohjataan erikseen.

Sylintereiden ristiinkytcentä ei kuitenkaan toimi tapauksessa, jossa sylintereillä pyritään hallitsemaan kallistelua kahden akselin ympäri. Sylinterien ristiinkytcentä estää molempien sylinterien ajon yhtä aikaa samaan suuntaan, jolloin ristiinkytettyjä sylintereitä voitaisiin käyttää kontrolloimaan vaan yhden akselin ympäri. Tästä johtuen toisen akselin tapahtuvan kallistelun kontrollointiin käytettävät sylinterit aiheuttaisivat tilanteen, jossa hytti olisi nivelöity ristiinkytettyjen sylintereiden kohdalta. Kaavan 3 mukaan pienin kiihtyvyys saadaan tilanteessa, jossa kallisteluakseli kulkee kuljettajan masakeskipisteen läpi. Tämä merkitsisi sitä, että mahdollisimman pienen kiihtyvyyssarvon saavuttamiseksi ristiinkytetyt sylinterit tulisi sijoittaa suoraan kuskin painopisteen alle. Tällöin nämä kaksi ristiinkytettyä sylinteriä joutuisivat kantamaan suurimman osan hytin painosta eli niille kohdistuisi suurempi staattinen jousikuorma mikä heikentää järjestelmän jousitusta. Näin ollen sylinterien ristiinkytcentä ei ole tässä tapauksessa järkevää käyttää. Samalla voidaan todeta sylinterien asettelusta, että niiden asettelu tulisi olla sellainen, että staattinen jousikuorma olisi mahdollisimman pieni ja sylintereitä voidaan ohjata tavalla, joka pitää kallisteluakselit mahdollisimman lähellä kuskin masakeskipistettä.

Bauerin esittämä toinen kytkentätapa on yhdistää kahden sylinterin samat kammiot toisiinsa. Tällainen kytkentä nähdään kuvassa 9.2.



**Kuva 9.2.** Sylinterien yhteenkytkentä

Kuvasta voidaan kuitenkin huomata heti kytkennän heikkous. Kammioiden yhteenkytkentä estää sylinterien ohjaamisen erisuuntiin yhtä aikaa, jolloin tällaisen liikkeen vakauksen tarvitseva järjestelmä tarvitsee luottaa sylinterien passiiviseen vakaukseen. Tämä tarkoittaa sitä, että sylinterien kuormituseron on aiheutettava sylinterien liike, joka tasaa kuormituseroa, tällaista kuorman tasointa ei kuitenkaan tapahdu kyseessä olevassa kuormitus tapauksessa. Tämä nähdään kaavasta 12, joka kuvaa sylinteriä kuormittavaa voimaa kallistelun kulman funktiona.

$$F_E = \frac{M \cdot g (l_T \cdot \cos(\alpha) + l_{cogz} \cdot \sin(\alpha))}{(l_E + l_T) \cdot \cos(\alpha)} \quad (12)$$

Kaavassa  $F_E$  on sylinteriä kuormittava voima [N],  $M$  on hytin massa [kg],  $g$  on maan vetovoima [ $\text{m/s}^2$ ],  $l_T$  ja  $l_E$  ovat sylinterien etäisyydet kallisteluakselista [m],  $l_{\text{cogz}}$  on hytin massakeskipisteen etäisyys kallisteluakselien leikkaustasosta z-akselin suunnassa [m] ja  $\alpha$  on hytin kallistelu kulma [deg]. Kaavassa 13 taas on toisen sylinterin kuormitus.

$$F_T = M * g - F_E \quad (13)$$

Tässä kaavassa taas  $F_T$  ja  $F_E$  ovat sylintereitä kuormittavat voimat [N],  $M$  on hytin massa [kg] ja  $g$  on maan vetovoima [ $\text{m/s}^2$ ]. Kuten kaavasta X nähdään, kulman ollessa 0 sylinterien kuormitus riippuu pelkästään sylinterien etäisyyksien suhteesta. Kaavasta nähdään myös, että kulman kasvaessa myös  $F_E$  kasvaa. Kaavan X perusteella voidaan sanoa, että  $F_E$ :n kasvaessa  $F_T$  pienenee saman verran. Näin ollen hytin nähdään, että hytin kallistelukulma aiheuttaa sylintereille kuormituseroa.

Tapauksessa, jossa kyseessä on kaksi identtistä ideaalista sylinteriä ja sylintereitä yhdistävän putken oletetaan olevan ideaalinen, eli siinä ei tapahdu painehäviötä tai joustoja, ja  $l_T = l_E$ , voidaan olettaa että molemmat tuottavat yhtäsuuren voiman. Tällöin kuormitus erosta johtuen sylinteri jota kuormittaa pienempi voima lähtee liikkumaan ylös ja sylinteri jota kuormittaa suurempi voima lähtee liikkumaan alaspäin. Liike jatkuu kunnes sylinterit saavuttavat päätyasentonsa tai kuormitusero tasaantuu eli hytin kulma pienenee nollaan. Kaava 14 kuvastaa sylinterien asennon vaikutusta hytin kulmaan.

$$\alpha = \alpha_r - \sin^{-1} \left( \frac{x_E - x_T}{l_E + l_T} \right) \quad (14)$$

Kaavassa  $\alpha$  on hytin kallistuskulma [deg],  $\alpha_r$  on rungon kallistuskulma [deg],  $x_E$  ja  $x_T$  ovat sylinterien pituudet [m] ja  $l_E$  ja  $l_T$  ovat sylinterien etäisyydet kallisteluakselista [m]. Tilanteessa jossa  $\alpha > 0$  sylinterille, jonka tietoja kuvastaa alaindeksi E, aiheutuu voima, joka on suurempi kuin toista sylinteriä kuormittava voima. Tällöin sylinteri lähtee liikkumaan alas eli  $x_E$  alkaa pienetä ja toinen sylinteri lähtee liikkumaan ylöspäin, eli  $x_T$  alkaa kasvaa. Kaavasta X nähdään että tällaisessa tilanteessa sylinterien liike ei kompensoi rungon kallistelua vaan lisää hytin kallistelukulmaa, jolloin myös kuormitus ero kasvaa. Näin ollen kyseisen kytkennän passiivinen vakaus ei toimi tässä tilanteessa. Tilanteessa, jossa sylinterien pituuseron kasvu tasaisi sylinterien kuormaa, kytkentä toimisi. Kaavojen 12, 13 ja 14 perusteella kuitenkin tiedetään, ettei kyseessä ole tällainen tilanne ja kytkentää ei voida käyttää.

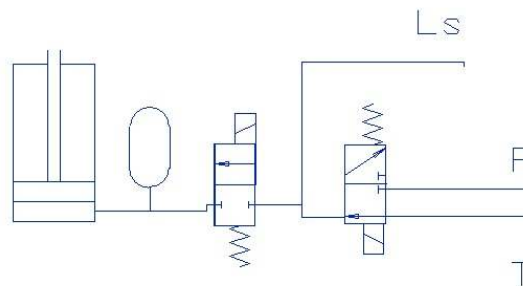
Edellä osoitetuista syistä vaimennussylinterien kytkentä vaihtoehtoiksi jää kolmen sylinterin tapauksessa kahden sylinterin ristiinkytkentä ja muissa tapauksissa sylinterien eristäminen toisistaan. Tällaisia kytkentöjä on esitelty kappaleessa 9.4.

### 9.2.4 Esikuormitus

Koska vaimennettava kohde on koneen hytti ja tästä johtuen suurin staattisen kuorman muutos on kuljettajan painon vaihtelu, staattisen jousikuorman vaihtelu on käytännössä erittäin pientä. Näin järjestelmässä ei ole tarvetta hydrauliselle esikuormitukselle. Vaimennuksessa on mahdollista käyttää yksipuolisia sylintereitä, niiden hyvänä puolena on vähäinen komponenttien tarve. Toisaalta niiden huonona puolena on huono takaisin kimmoamis vaimennus ja muutenkin toisen liikesuunnan huono säädettävyys. Tämä tulee ilmi sylinteriä sisään ajettaessa, jossa on luotettava vain sylinterin kuormaan, kun taas kaksitoimisessa sylinterissä esikuormituksen tuoma lisävoima mahdollistaa suuremman kiihtyvyyden ja samalla suuremman liikenopeuden miinussuuntaan. Yksipuolisen sylinterien käyttöä on kuitenkin tutkittava simuloinnissa, jotta niiden toimivuutta muihin järjestelmiin voidaan verrata.

### 9.2.5 LS-järjestelmän kytkentä vaimennusjärjestelmään

Nykyään on yleistä että metsäkoneessa on niin sanottu LS-järjestelmä. Tämän järjestelmän tarkoitus on säätää hydraulikka-järjestelmän pumpun paine- ja tilavuusvirtatuottoa kuormituksen mukaan. Tällä tavalla voidaan pienentää järjestelmän tehonhäviötä. Hydraulisessa jousitusjärjestelmässä LS-järjestelmää voidaan käyttää vakautuksen yhteydessä. Kuvissa 9.3 ja 9.4 on esitetty kaksi erillistä tapaa kytkeä vaimennus LS-järjestelmään.

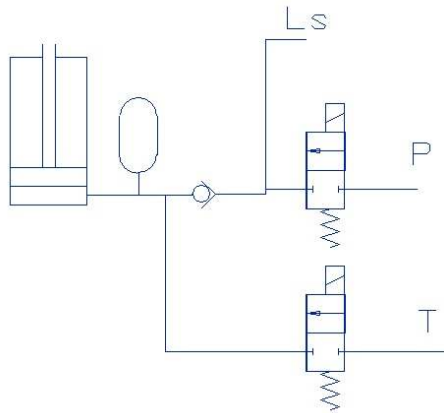


**Kuva 9.3 Yksitoiminen vaimennuselementti LS-järjestelmään. [Bauer 2011 s.149]**

Molemmissa järjestelmissä käytetään samanlaista vaimennuselementtiä ainoana erona järjestelmillä on vakausventtiilien kytkennällä. Kuvan 9.3 järjestelmässä LS-painelinja on kytketty kahden suuntaventtiilin väliin. Tällä tavalla saadaan kytketty LS-painelinja erilleen vaimennusjärjestelmästä, kun vakautus ei ole käytössä. Käytännössä Molemmat venttiilit ovat auki vain vakautusjärjestelmän toimiessa. Näin on tehty, koska vaimennusjärjestelmässä saattaa esiintyä painepiikkejä, jotka ovat huomattavasti suurempia, kuin järjestelmän paine. Tällaisella kytkennällä voidaan estää suurien painepiikkien aiheuttama häiriö pumpun ohjaukselle. Järjestelmän ongelma on se, että vakauksen ol-



lessa toiminnassa jousitusjärjestelmän painepiikit pääsevät vaikuttamaan pumpun ohjaukseen LS-painelinjan kautta. Tämän takia on kehitetty kuvan 9.4 järjestelmä, jossa on otettu huomioon painepiikkien mahdollisuus vakausjärjestelmän ollessa toiminnassa.



**Kuva 9.4 Yksitoiminen vaimennuselementti LS-järjestelmään, erilliset kanavat tulevalle ja poistuvalla virtaukselle. [Bauer 2011 s.149]**

Kuvan järjestelmässä paine- ja tankkiliinat on eroteltu kahden erillisen linjan taakse ja LS-painelinja on asennettu suuntaventtiilin ja vastaventtiilin väliin. Vastaventtiilin tarkoituksena on estää suurien painepiikkien pääseminen LS-painelinjaan, tällöin vakautuksen ollessa päällä tapahtuvat painepiikit eivät pääse häiritsemään pumpun ohjausta. Tankkiliina on pakko kytkeä suoraan vaimennusjärjestelmään, koska tankkiliinan paine on aina pienempi, kuin sylinterinpaine, jolloin vastaventtiili ei koskaan aukeaisi tai olisi aina auki riippuen vastaventtiilin asennussuunnasta. Tällöin vastaventtiilistä ei ole mitään hyötyä tankkiliinassa vaan ainoastaan haittaa.

### 9.3 Akut

Akun tarkoitus hydropneumaattisessa jousitusjärjestelmässä on luoda elastisuutta järjestelmään [Bauer 2011 s. 111], toisin sanoen sen tarkoitus on luoda joustoa. Tällöin kuorman aiheuttamat äkilliset painepiikit saadaan kompensoitua. Toinen akun käyttötarkoitus hydropneumaattisessa järjestelmässä on kompensoida järjestelmän tilavuuden muutosta sylinterin asennon muuttuessa. Aktiivisessa järjestelmässä ei akkuja voida käyttää, koska niissä pyritään tärinää kompensoimaan sylinterin nopeussäädöllä ja tällaisissa järjestelmissä sallitaan vaan pieni jousto [Fonselius et al. 1995 s. 21].

Akkurakenteita on kolmea erilaista rakennetta, mäntä-, kalvo- ja rakkoakkuja [Kauranne et al. 2006 s. 155]. Kauranne et al. mukaan kalvoakkujen yleinen käyttökohde on hydropneumaattiset jousitusjärjestelmät [Kauranne et al. 2006 s. 157]. Bauerin kirjassa *Hydropneumatic suspension systems* kerrotaan syitä miksi juuri kalvoakut ovat paras vaihtoehto käytettäväksi hydropneumaattisessa jousitusjärjestelmässä. Bauerin

mukaan kalvoakuilla on hyvä painesuhde, hinta/koko-suhde ja jousituksen tarpeisiin soveltuvat koot. Rakkoakkuja ei yleensä käytetä jousitusjärjestelmässä niiden huonon painesuhteen vuoksi ja koska tarvittu akkukoko on yleensä rakkoakun kokoskaalan alapäässä, mikä nostaa rakkoakunhintaa. Mäntäakkuja huonoina puolina taas ovat niiden korkeahko hinta ja männän kitkan aiheuttama järjestelmän minimivaimennuksen kasvu. Myös korkea painehystereesi, korkeimmillaan jopa 2 MPa, tekevät mäntäakusta huonon vaihtoehdon jousitusjärjestelmään. [Bauer 2011 s. 114 -115]

Kauranne et al. mukaan akku tulisi sijoittaa mahdollisimman lähelle paineiskujen aiheuttavaa komponenttia [Kauranne et al. 2006 s. 161]. Koska jousitusjärjestelmässä paineiskuja aiheuttaa toimilaitteeseen kohdistuva äkillinen isku, akku tulee sijoittaa mahdollisimman lähelle sylinteriä. Bauerin mukaan asennuspaikan valinnassa on huomioitava akun kaasupuolen liittimien sijainti. Akun huoltotoimenpiteisiin kuuluu esitäyttöpaineen tarkistus, joten akku on asennettava siten, että kaasupuolen liittimiin on helppo päästä käsiksi. [Bauer 2011 s. 118] Yksitoimisen sylinterin ollessa järjestelmän toimilaitteena on yksinkertaista asentaa akku sylinterin kammion liitännän lähelle, jolloin se on mahdollisimman lähellä paineiskujen lähdeä. Kun toimilaitteena on kaksitoiminen sylinteri, on käytettävä kahta akkua, jos molemmissa kammioissa tapahtuvia paineiskuja halutaan vaimentaa. Tilanteessa, jossa sylinterin kammiot on kytketty yhteen, on mahdollista käyttää vain yhtä akkua, jolloin akku tulisi sijoittaa mahdollisimman lähelle sylinterin suurempaa kammiota, koska tällöin sylinterin suuremmasta kammiosta tuleva tilavuusvirta joutuu kulkemaan mahdollisimman lyhyen matkan. Näin ollen tapahtuu mahdollisimman vähän painehäviötä, joten järjestelmän minimivaimennus saadaan pidettyä mahdollisimman pienenä. Samaa sijoitusperiaatetta on käytettävä kun kahden eri sylinterin kammiot on kytketty yhteen.

Kuten mittaustuloksista nähdään kiihtyvyydet, joita jousitusjärjestelmällä pyritään kompensoimaan, ovat suuria taajuuksia. Näin ollen akun kaasun tilavuus muuttuu käytännössä kokoajan [Bauer 2011 s. 22]. Tällöin akun tilanmuutosta voidaan pitää adiabaattisena, eli tilanmuutos tapahtuu niin nopeasti, ettei lämpötila ehdi tasoittua [Kauranne et al. 2006 s. 162].

Sylintereitä mitoittaessa todettiin sylinterien altistuvan laajalle skaalalle lämpötiloja. Akun tapauksessa lämpötilanvaihtelut vaikuttavat vielä enemmän. Bauer osoittaa kirjassaan, että korkeat lämpötilat kasvattavat sallittua minimipainetta ja matalat lämpötilat taas laskevat sallittua maksimipainetta. Kun saavutetaan järjestelmän minimi- tai maksimipaine, akun kalvo saavuttaa maksimiasentonsa, jos paine laskee tai nousee rajojensa ali tai yli kalvo saattaa vahingoittua. Lämpötilan muutoksen aiheuttama painerajat muuttuvat, ja tämä on otettava huomioon mitoituksessa, jotta lämpötilan muutokset eivät aiheuta tilannetta, jossa akun kalvo pääsisi vahingoittumaan. [Bauer 2011 s. 75]

Bauer tuo kirjassaan esille myös toisen akun mitoituksessa huomioitavan asian. Tämä on akun esipaineen latauksessa tapahtuvan virhe. Vaikka akun kaasu pyrittäisiin aina lataamaan samaan paineeseen, on se käytännössä melkein mahdotonta. Kaasun paine saadaan tietyn toleranssirajojen sisälle suunnitellusta latauspaineesta, joka on otettava huomioon akun mitoituksessa. Bauerin mukaan akun latauspaineen toleranssina

voidaan käyttää noin  $\pm 5$  %:a, tällöin minimipaine on mitoitettava noin 5 %:a suuremmaksi ja maksimipaine noin 5 %:a pienemmäksi kuin mitä akun rakenne sallii. . [Bauer 2011 s. 75]

Kolmas Bauerin esille tuoma asia on painehäviö akussa huoltovälien aikana. Koska akusta diffuusion avulla pääsee kaasua öljyn sekaan, huoltojen välissä kaasunpaine laskee. Tätä voidaan kompensoida pienentämällä huoltovälejä tai ottamalla huomioon asia mitoituksessa. Kaasun diffuusiohäviö laskee akun sallittua maksimipainetta. Bauer käyttää mitoituksessa 10 %:in laskua maksimipaineessa huoltovälien välillä. . [Bauer 2011 s. 76]

On tärkeää, että kaikki nämä edellä mainitut asiat otetaan huomioon mitoituksessa. Bauerin mukaan liian konservatiivinen mitoitus vähentää järjestelmän tehokkuutta ja liian optimistinen mitoitus altistaa järjestelmän aikaiselle hajoamiselle.

Akun koko riippuu maksimi- ja minimipaineen eron lisäksi akusta tarvittavasta öljynmäärästä. Järjestelmissä missä ei järjestelmään tuoda öljyä akulta tarvittava tilavuus on jousitus sylinterin maksimi- ja minimiasennon välinen tilavuus. Tämä johtuu yksinkertaisesti siitä, että tällöin sylinteri pystyy käyttämään koko liikematkansa liikkeen vaimentamiseen. Tilanteessa, jossa järjestelmään tuodaan öljyä esimerkiksi kallistelu kompensointia varten, akulta tarvittava tilavuusvirta on paljon pienempi, koska tällöin akku toimii ainoastaan painepiikkien kompensoimiseen.

Jousituksen ollessa lepoasennossa sylinterin mäntä on noin sylinterin puolessa välissä. Tällä pyritään maksimoimaan sylinterin liikematka molempiin suuntiin. Akun kannalta tämä merkitsee sitä, että akulta vaaditaan tilavuusvirtaa molempiin suuntiin yhtäläisesti, kun sylinterin asema muuttuu lepoasemasta. Tämän takia akku tulisi mitoitaa siten, että jousituksen ollessa lepoasennossa akun tilavuuden tulisi olla minimin ja maksimin puolessa välissä [Bauer 2011 s. 76].

## 9.4 Venttiilit

Venttiilejä käytetään hydraulipiirissä paineen ja tilavuusvirran suuruuden ja tilavuusvirran suunnan ohjaamiseen [Kauranne et al. 2006 s. 165]. Hydropneumaattisen jousitusjärjestelmän jousitusosassa venttiilejä käytetään luomaan vaimennusta ja vakaussosiossa järjestelmän öljymäärän muuttamiseen [Bauer 2011 s. 19].

### 9.4.1 Vaimennus

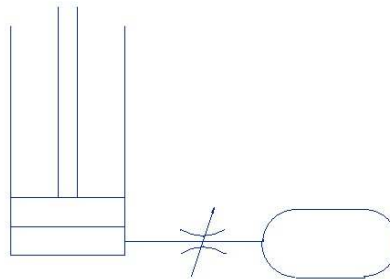
Sylinterin kiihtyvyyden vaimentaminen onnistuu kuristamalla tilavuusvirtaa, jonka avulla voidaan säädellä toimilaitteen liikenopeutta. Kuten aiemmin mainittiin, vaimennuksen säätäminen tapahtuu parhaiten sähköisesti ohjattavalla kuristimella. Kuristusta hyväksikäyttäviä venttiilejä kutsutaan virtaventtiileiksi [Kauranne et al. 2006 s. 226]. Fonselius et al. jakaa Hydrauliteknikka II kirjassa virtaventtiilit kolmeen luokkaan, virtavastusventtiileihin, virransäätöventtiileihin ja virranjakoventtiileihin. [Fonselius et al. 1995 s.80] Venttiilin aiheuttama vaimennus on viskootista vaimennusta eli

vaimennus riippuu sylinterin liikenopeudesta. Tämä johtuu siitä, että venttiilissä tapahtuva painehäviö riippuu venttiilin läpäisemästä tilavuusvirrasta, joka taas riippuu sylinterin liikenopeudesta. Ideaalisessa tilanteessa venttiilin painehäviö riippuu vain tilavuusvirrasta ja ohjatun virtaventtiilin tapauksessa tilavuusvirrasta ja venttiilin ohjauksesta.

Tosiasiassa painehäviö riippuu myös venttiilin öljyn viskositeetista, joka taas riippuu öljyn lämpötilasta. Lämpötilan vaikutusta vaimennukseen voidaan vähentää käyttämällä turbulenttista kuristusta, koska sen painehäviö riippuu öljyn tiheydestä, kun taas laminaarisen kuristuksen painehäviö riippuu öljyn viskositeetista, johon lämpötila vaikuttaa voimakkaammin kuin tiheyteen [Kauranne et al. 2006 s. 232]. Tämä on erityisesti hyödyllistä metsäkoneen jousitusjärjestelmässä, joka toimii pääasiassa ulkona ympäri vuoden ja altistuu laajalle skaalalle lämpötiloja. Turbulenttisen kuristuksen huonona puolena kuitenkin on sen heikko vaimennus pienillä amplitudeilla, joka saattaa aiheuttaa tuntea, että herätepuoli ja eristetty puoli eivät ole yhdistetty toisiinsa [Bauer 2011 s. 59].

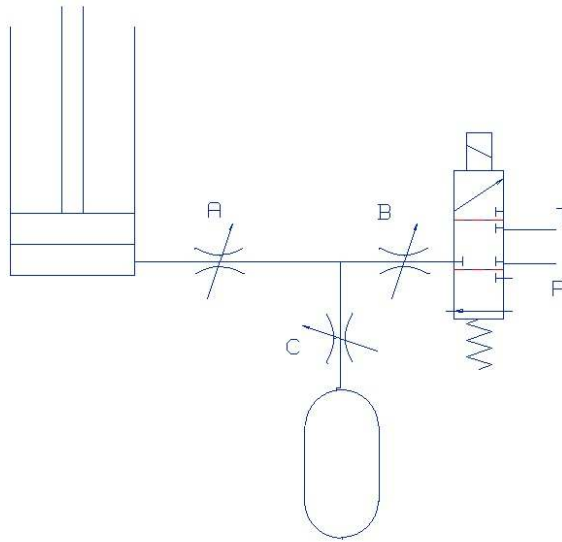
Kuten aiemmin mainittiin, vaimennuksen halutaan riippuvan vain nopeudesta. Vaimennus johtuu painehäviön aiheuttamasta voimasta sylinterillä, näin ollen painekompensoinnille ei ole tarvetta. Tämä johtuu siitä, että painekompensointi pitää vakio paine-eron venttiilin yli [Fonselius et al. 1995 s.80], joten vaimennus on aina vakio ja venttiili toimii Coloumbin vaimennuksena, kun haluttu vaimennus on viskoottinen vaimennus. Tällainen vaimennus on käytännössä sama asia kuin staattinen kitka, joka huonontaa järjestelmän toimintaa. Tämän takia hydropneumaattisessa jousitusjärjestelmässä ei ole mitään hyötyä käyttää virransäätöventtiilejä. Virranjakaventtiilien tarkoituksena on jakaa tilavuusvirta jakaa ja yhdistää tilavuusvirtoja [Fonselius et al. 1995 s.82]. Tällaisenaan venttiilin käyttö ei ole tarpeellista jousitusjärjestelmässä, koska siinä ei haluta jakaa tilavuusvirtaa. Näin ollen parhaaksi vaihtoehdoksi hydropneumaattisen jousitusjärjestelmän jousitusosion venttiiliksi jää virtavastusventtiili. Järjestelmään voidaan valita säädettävä virtavastusventtiili, jos halutaan luoda puoli-aktiivinen järjestelmä. Tällaisen venttiilin ohjausperiaatteet käsitellään kappaleessa 9.6.

Jousitusjärjestelmässä virtavastusventtiilin sijoitukselle ei ole paljon vaihtoehtoja. Yksitoimisen sylinterin tapauksessa kuristus on sijoitettava sylinterin kammion ja akun väliin, koska muita vaihtoehtoja ei ole. Kuten nähdään kuvasta 9.5



**Kuva 9.5.** Kuristuksen sijainti yksitoimisen sylinterin tapauksessa

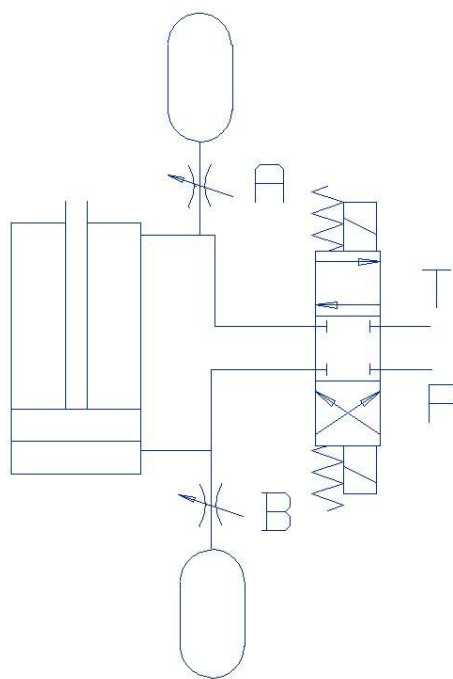
Kuvasta on selvästi nähtävissä, että tällaisessa tapauksessa ei ole kuin yksisijoituspaikka venttiilille. Kyseisessä kytkennässä yhdellä kuristuksella pystytään vaimentamaan sylinterin molempia liikesuuntia. Kun järjestelmään lisätään vakaus, kuristuksen sijainnille saadaan kaksi lisävaihtoehtoa, kuten nähdään kuvasta 9.6.



**Kuva 9.6.** Kuristuksen sijainti yksitoimisen sylinterin tapauksessa, kun järjestelmässä on vakautusventtiili

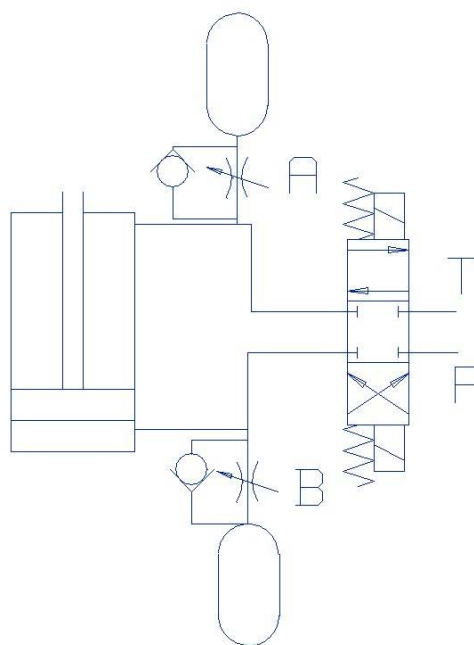
Kuten kuvasta nähdään, virtavastusventtiilille on kolme sijoituspaikkaa. Venttiili A on sijoitettu ohjaamaan sylinterin kammion tilavuusvirtaa. Tämän takia kaikki sylinteriin kulkeva tilavuusvirta joutuu kulkemaan venttiilin läpi. Kyseisen sijoituspaikan huonoja puolia on se, että myös vakaukseen tarkoitettu tilavuusvirta joutuu kulkemaan venttiilin läpi. Tällöin vakauksessa tapahtuu ylimääräistä tehonhäviötä, koska vakauksessa halutaan järjestelmän tasaantuvan mahdollisimman nopeasti, jolloin tilavuusvirranvirran kuristaminen on turhaa. Venttiili B:llä on sama huono puoli kuin venttiili A:lla vakauksen kannalta. Tämän lisäksi B venttiili ei pysty tuottamaan vaimennusta tilanteessa, jossa vakauksen suuntaventtiili ei ole auki, koska tällöin sylinteriltä tuleva tilavuusvirta ei kulje sen läpi. Tämän takia venttiilin paikka C on paras vaihtoehto. Venttiili C ei vaikuta vakauksen tilavuusvirtaan, mutta silti pystyy vaikuttamaan vaimennukseen, kun vakautus ei tarvita.

Kaksitoimisen sylinterin tapauksessa sijoituspaikka riippuu sylinterin kammioiden kytkennästä ja akun paikasta. Kuvassa 9.7 nähdään mahdolliset virtavastusventtiilin sijoituspaikat, kun toimilaitteena on kaksipuolinen sylinteri, jonka kammioiden ei ole yhdistetty.



**Kuva 9.7.** Kuristuksen sijainti kaksitoimisen sylinterin tapauksessa

Kuten kuvasta huomataan tapauksessa missä toimilaitteena on kaksipuolinen sylinteri, vakautusta ohjataan 4/3 suuntaventtiilillä ja molemmille kammioille on omat akut. Kuten huomataan, molemmilla akuilla on virtavastusventtiilinsä, joilla pystytään säättämään tilavuusvirtaa sylinterin ja akun välillä. Virtavastusventtiilin sijoituspaikka on valittu siten, ettei se häiritse vakauksen toimintaa, aivan kuten kuvan 9.6 C venttiili. Kun venttiili on asennettu kohtiin A ja B tapahtuu molemmissa painehäviötä sylinterin liikkuessa, tällöin vaimennus kaksinkertaistuu. Akusta sylinteriin suuntautuvan tilavuusvirran ongelmana on Bauerin mukaan kavitaation mahdollisuus. Tämä johtuu siitä, että akun paine on rajallinen ja kammion tilavuuden kasvaessa paine kammiossa laskee. Jos painehäviö kuristuksessa on liian suuri, sylinterin kammiossa saattaa tapahtua kavi-taatiota. [Bauer 2011 s. 86] Tämä voidaan estää luomalla vähäisen vastuksen reitti, kun öljy virtaa akusta sylinterille. Tällainen versio kuvan 9.5 kytkennästä nähdään kuvassa 9.8.

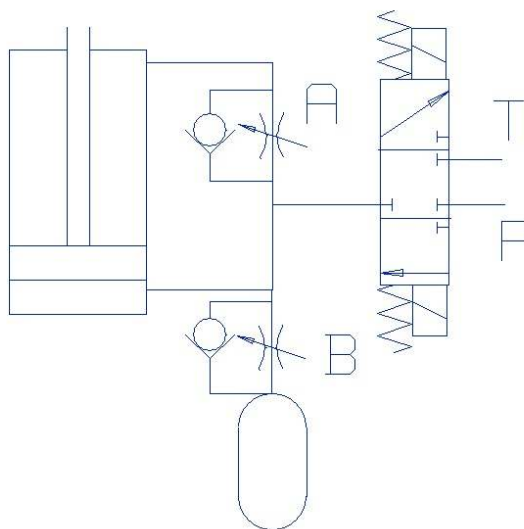


**Kuva 9.8.** Kuristuksen aiheuttaman kavitaation estäminen

Kun virtavastusventtiilin rinnalle asennetaan vastaventtiilit kuvan osoittamalla tavalla, tilavuusvirta akusta sylinterille pääsee kulkemaan virtavastusventtiilin läpi pienellä painehäviöllä. Kun öljy virtaa sylinteriltä akulle, se joutuu kulkemaan virtavastusventtiilin läpi. Venttiili aiheuttaa vaimennuksen eli sylinteriltä poistuvaa tilavuusvirtaa kuristetaan. Kauranne et al. mukaan toimilaitteelta poistuvan tilavuusvirrankuristaminen mahdollistaa sylinterin nopeuden tarkan säädön kuormitustilanteesta riippumatta, samassa kuitenkin Kauranne et al. mainitsee muutaman ongelman sylinterin poistuvan tilavuusvirran kuristamisessa. Yksi ongelma esiintyy sylinterin pluskammiosta poistuvan tilavuusvirtaa kuristaessa. Tällöin sylinterin miinuspuolen kammiossa tarvitaan suurempi paine, jotta kuristuksen aiheuttama painehäviö saadaan kompensoitua. Koska miinuspuolen pinta-ala on pluspuolta pienempi, sylinterin miinuspuolen paine pitää olla suurempi kuin kuristuksessa tapahtuva painehäviö. Tämän takia järjestelmässä aiheuttaa turhaa tehohäviötä. Toinen ongelma esiintyy miinuspuolelta poistuvan tilavuusvirran kuristaessa, jolloin paine miinuskammiossa voi nousta järjestelmän maksipainetta suuremmaksi. [Kauranne et al. 2006 s.229] Kuvan 9.8 venttiilin sijoituksilla tällainen kuitenkin vältetään, koska kuristukset on asetettu kuristamaan akkuun tai akusta kulkevaa tilavuusvirtaa eikä sylinterille tai sylinteristä kulkevaa tilavuusvirtaa. Näin ollen vakautus tilanteessa öljy pääsee vapaasti virtaamaan pois sylinteriltä ja kuristuksessa ei tapahdu painehäviötä, joka aiheuttaisi turhaa tehohäviötä tai paine miinuskammiossa ei pääse nousemaan ylijärjestelmän maksimipaineen. Jos vakautus ei ole toiminnassa, järjestelmän tehohäviöillä ei ole väliä, koska kuristuksen tarkoitus on juuri luoda vaimennusta, eli tehohäviötä. Tällöin paine miinuskammiossa ei pääse nousemaan kovin suureksi, koska paineen miinuskammiossa määrä joko sylinterin kuorma tai paineakku, riippuen kuormituksen suunnasta.

Koska järjestelmissä on molemmilla puolilla venttiili, voidaan sylinterin liikenopeutta säätää molempiin suuntiin. Tällöin on mahdollista käyttää järjestelmässä kahta erikokoista virtavastusventtiiliä, jolloin eri suuntiin voidaan valita erisuuruiset vaimennukset. Bauerin mukaan sylinterin plussuunnan vaimennus on yleisesti hyvä valita kaksi tai kolme kertaa suuremmaksi kuin miinusliikkeen vaimennus [Bauer 2011 s.122]. Tämä johtuu sylinterin miinuspuolen pienemmästä pinta-alasta, jonka takia miinuspuolen tilavuusvirta on aina pienempi kuin pluspuolen samalla liikenopeudella ja sylinterin miinuspuolella tarvitsee olla suurempi paine kuin pluspuolella yhtä suuren voiman tuottamiseksi. Pienemmän tilavuusvirran ja suuremman paineen tarpeen takia A kuristin pitää kuristaa tilavuusvirtaa B:tä enemmän.

Kuvan 9.8 hydraulipiirissä molemmilla sylinterin kammioilla on omat jousivakiensa, koska molemmilla puolilla on omat akkunsä. Jos sylinterin eripuolien jousivakio voi olla sama, voidaan toinen akku poistaa. Tällöin järjestelmän komponenttien määrä vähenee ja järjestelmän hinta ja viemä tila laskee. Tällainen kytkentä nähdään kuvassa 9.9.



**Kuva 9.9.** Kuristuksen sijoituspaikat, kun kaksitoimisen sylinterin kammiot on kytketty yhteen.

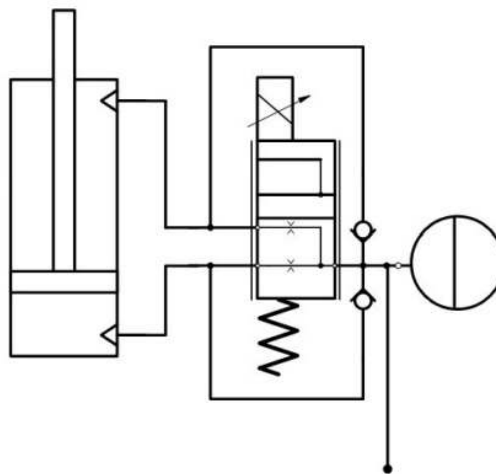
Kammioiden yhdistäminen mahdollistaa toisen akun poistamisen, ilman että toisen puolen jousivakio nousee. Kuten aikaisemminkin vastaventtiilit ovat estämässä kavitaatiota sylinterin kammiossa ja virtavastusventtiilit ovat sylinterin nopeuden säätämiseen. Sylinterin kammioiden yhdistämisen mahdollistaa toisen akun poistamisen ja samalla akun kokoa voidaan pienentää. Pienemmän akun käyttö on mahdollista, koska kammioista syrjäytyvä tilavuusvirta voidaan johtaa toiseen kammioon ja näin ollen akulta ja akulle menevä tilavuusvirta on pienempi. Tämän takia sylinterin kammioiden yhdistäminen vähentää järjestelmän kokoa huomattavasti. Venttiilin A rinnalla oleva vasta venttiilin tarkoitus ei ole pelkästään estämään kavitaatiota sylinterin miinuskammiossa, vaan se



myös mahdollistaa sylinterin liikkeessa miinussuuntaan tilavuusviralle vähäisen vastuksen reitin sylinterin miinuskammioon. Sylinterin liikkeessa plussuuntaan vastaventtiili, pakottaa öljyn kulkemaan virtavastusventtiilin läpi. Tämä aiheuttaa suuremman vaimennuksen sylinterin liikkeessa plussuuntaan, jolloin saavutetaan haluttu suurempi taikaisin kimmoamis vaimennus.

Bauerin mukaan on yleistä, että venttiili A integroidaan sylinterin mäntään, jolloin ulkoinen linja voidaan poistaa. Tämä vähentää kaksitoimisen ja yksitoimisen sylinterin välistä hintaeroa [Bauer 2011 s.88] Tällainen kytkentä on yleistä autoteollisuudessa [Bauer 2011 s.91]. Kun virtavastusventtiili integroidaan sylinteriin, sitä on mahdollista ohjata, koska ohjausta ei voida välittää helposti liikkuvaan sylinterin mäntään, jossa virtavastusventtiilin tulisi sijaita. Tässä tapauksessa kuristusta tulee ohjata vain akkuun menevällä virtauksella, joka taas rajaa sylinterin plussuunnan vaimennuksen ohjattavuutta, koska kavitaation estämiseksi akun rinnalle on asetettu vastaventtiili. Kumman tahansa venttiilin korvaaminen vakiokuristuksella poistaa mahdollisuuden säätää toisen liikesuunnan nopeutta, koska virtavastusventtiilien rinnalle on asennettu vastaventtiili, jonka läpi tilavuusvirta kulkee sylinterin liikkeessa toiseen liikesuuntaan.

Virtavastusventtiilit voidaan korvata suuntaventtiilillä, jos portaaton säätö ei ole välttämätöntä. Näin on tehty esimerkiksi Hydacin FDE2 Jousi-vaimennin elementissä, jonka hydraulikaavio nähdään kuvassa 9.10



**Kuva 9.10.** Hydac FDE2 jousi-vaimennin-elementin hydraulikaavio [Hydac 2011]

Kuten kuvasta on nähtävissä, hydraulikaavion 3/2 venttiili tarjoaa kaksi mahdollista vaimennustilannetta. Venttiilin ollessa lepoasennossa öljy joutuu kulkemaan kahden kuristuksen läpi venttiilissä, kun se kulkee sylinterin kammioiden välillä. Venttiili on ohjattavissa tilanteeseen, jossa öljylle tarjoutuu pienemmän vastuksen reitti kammioiden välille. Hydraulikaaviosta on huomattavaa venttiilin asento. Venttiilin ollessa lepoasennossa, öljy joutuu virtaamaan kahdenkuristuksen läpi, jolloin vaimennus on suuri, joka

on vastoin Bauerin esittämää periaatetta, että vaimennuksen pitäisi olla mahdollisimman pieni sylinterin ollessa paikallaan [Bauer 2011 s.51]. Tämä kuitenkin luultavasti johtuu suunnittelusta ohjausjärjestelmän vikatilaa varten. Jos ohjaus venttiilille katkeaa, jousi painaa venttiilin lepoasentoonsa. Tällöin suurempi vaimennus estää liialliset sylinterin nopeudet ja pyrkii estämään jousituksen pohjaamisen vikatilanteessa. Oletettavasti normaalissa ohjaustilanteessa sylinterin ollessa paikallaan ohjaus painaa venttiilin jousta vasten, jolloin öljylle tarjoutuu vähäisen vastuksen reitti kammioiden välillä. Hydacin FDE2 elementti on suunniteltu puoliaktiiviseen järjestelmään. Hydraulikaaviossa näkyvä painelinja ei ole suunniteltu vakautukseen vaan öljyn lisäämiseen huoltotoimenpiteissä [Hydac 2011]. Näin ollen kyseinen komponentti ei sellaisenaan sovi metsäkoneen vaimennuselementiksi, koska metsäkoneen tapauksessa hytin tapauksessa kallistelujen vakaus on tärkeää ja ilman vakautus osiota se ei onnistu.

Hydacin FDE2 elementin vaimennuksessa on hydraulikaavion mukaan proportionaalisuuntaventtiiliä. Tämä mahdollistaa kuristuksen portaattoman säätämisen, joka ei olisi mahdollista normaalilla suuntaventtiilillä, koska niillä on rajallinen määrä asentoja [Kauranne et al. s. 251]. Proportionaaliventtiili mahdollistaa samalla säätöjärjestelmän käytön, jolloin sylinterin nopeutta voidaan säätää tarkemmin [Fonselius 2006 s.35]. Toinen etu proportionaaliventtiilissä on, että säätöjärjestelmissä niissä on yleensä negatiivinen tai nollapeitto [Kauranne et al. s. 258] Tällöin vuotovirtauksen ansiosta sylinterin kammiot ei ole missään vaiheessa täysin erillään toisistaan. Jos järjestelmässä käytettäisiin venttiiliä, jolla on positiivinen peitto, järjestelmään aiheutuisi painepiikkejä [Kauranne et al. 2006 s. 176 ], jotka huonontaisivat järjestelmän vaimennusta. Negatiivisella peitolla olevan venttiilin tapauksessa painepiikit ovat paljon pienempiä [Kauranne et al. 2006 s.176].

Kuten huomataan vaimennuksen tuottavan venttiilin valinnassa ja sijoituksessa on huomioitava monta asiaa. Paras vaihtoehto riippuu sylinterin kytkennästä ja akkujen määrässä. Kuitenkin kuvan 9.9 hydraulikaavion on teoriassa metsäkoneen hytin vaimennuksessa paras vaihtoehto, koska sillä on hyvät vaimennus ominaisuudet, yhden akun käyttö pienentää hintaa ja järjestelmän vaatimaa tilaa, vastaventtiilit estävät kavi-taation järjestelmässä ja venttiilien sijainti ei häiritse vakauksen toimintaa. Kuvan 9.9 Hydacin FDE2 pystyisi tekemään saman toiminnon, mutta vakausjärjestelmän puute tekee siitä huono vaihtoehdon. Kuvan 9.8 järjestelmä voi olla kuvan 9.9 piiriä parempi vaimennukseltaan, mutta toisen akun tuoma lisähinta ei pakosti kompensoidu. Kyseisten järjestelmien eroa tutkitaan simuloinnissa, jotta voidaan pohtia, kumpi on vaimennukseltaan parempi.

#### 9.4.2 Vakautus

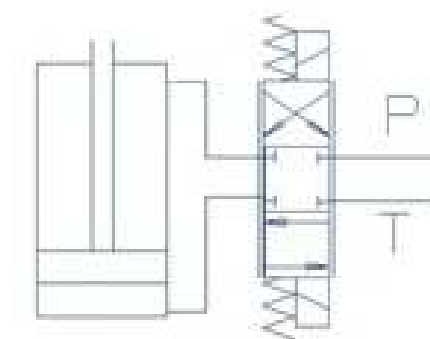
Hydropneumaattisen jousitusjärjestelmän toisessa osassa, vakautus, venttiilejä käytetään järjestelmän öljymäärän muuttamiseen, tällöin sylinteri kytkee jousitusosion piirin paineeseen tai tankkiin riippuen mihin suuntaan sylinterin halutaan liikkuvan.

## 9.5 Aktiivinen järjestelmä

Aktiivisen järjestelmän hydraulikaavio eroaa puoliaktiivisen ja passiivisen järjestelmän kytkennästä. Aktiivisessa järjestelmässä tuodaan järjestelmään energiaa kompensoimaan tärinän liike-energiaa. Hydrauliikan kannalta tämä merkitsee, että sylinterin pituutta pyritään muuttamaan sylinterin kiinnityspaikan liikkeen kompensoimiseksi tai sylinterin nopeutta pyritään pitämään kiinnityspisteen nopeuden vastakohtana, jolloin ne kompensoivat toisensa. Tällainen paikka tai nopeussäätö vaatii säätöjärjestelmää ja servo- tai proportionaaliventtiiliä. [Fonselius et al. 2006 s.35].

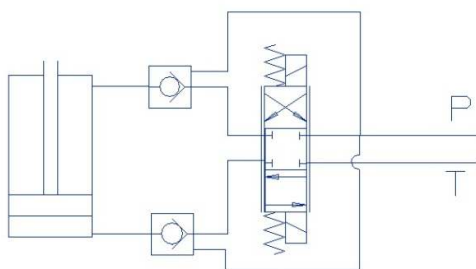
Koska järjestelmä aktiivisesti pyrkii aktiivisesti kompensoimaan tärinää, sen apuna ei ole passiivisia komponentteja. Tällöin sen on pystyttävä kattamaan koko vaimennuksen taajuuskaista. Standardin mukaisen painotuksen takia on vaimennuksen taajuuskaistaksi valittu 0-200 hertsiä. Tällainen taajuuskaista ei kuitenkaan ole mahdollista. Tämä johtuu venttiilien rajataajuudesta, joka Fonselius et al. mukaan määrää nopeimman ohjausliikkeen mihin venttiili kykenee [Fonselius et al. 2006 s. 61 ]. Fonselius et al. mukaan proportionaaliventtiilin rajataajuus on 10-70 hertsiä, regel-venttiilin 50-150 hertsiä ja Servo-venttiilin 100-200 hertsiä. Näin haluttu taajuuskaista saavutettaisiin vain parhaimmilla servo-venttiileillä. Kuvan 8.6 perustella tiedetään kuitenkin, että suurin osa kiihtyvyyksistä ilmenee alle 10 hertsin taajuuksilla, joten taajuuskaistaksi riittää noin 0 – 10 hertsiä. Vielä kun otetaan huomioon liikesairaus raja, saadaan halutuksi taajuuskaistaksi 0,5 – 10 hertsiä, jolloin myös proportionaaliventtiilin ja regel-venttiilien ominaisuudet ovat riittäviä. Vaikka servo-venttiilin taajuuskaista on hyvä, Hentinen et al. mukaan sen ongelma on sen korkea suodatusvaatimus [Hentinen et al. 2008 s. 78]. Tämän takia on parempi käyttää regel-venttiiliä, jolla ei ole niin tarkka suodatusvaatimus ja hyvä taajuuskaista.

Akkuja ei voida aktiivisessa järjestelmässä käyttää toimilaitteen ja suuntaventtiilin välissä. Tämä johtuu siitä, että ne lisäävät järjestelmän joustoja, mikä taas Fonselius et al. mukaan pienentää järjestelmän hydraulista ominaiskulmanopeutta ja samalla hidastaa järjestelmää [Fonselius et al. 2006 s. 66]. Järjestelmän hidastuminen pienentää järjestelmän taajuuskaistaa ja samalla heikentää järjestelmän kykyä vaimentaa korkeita taajuuksia. Näin ollen järjestelmästä on minimoitava kaikki joustot. Tämä merkitsee, että järjestelmässä tulisi käyttää putkia toimilaitteen ja sylinterin välissä, letkujen sijaan, koska niiden puristuskerroin on niin pieni [Fonselius et al. 2006 s.180]. Akkuja voidaan kuitenkin käyttää muissa järjestelmän kohdissa, koska silloin ne eivät vaikuta järjestelmän taajuuskaistaan Näiden tietojen perusteella voidaan tehdä järjestelmästä hydraulikaavio, joka nähdään kuvassa 9.11.



**Kuva 9.11.** Aktiivinen vaimennuselementti

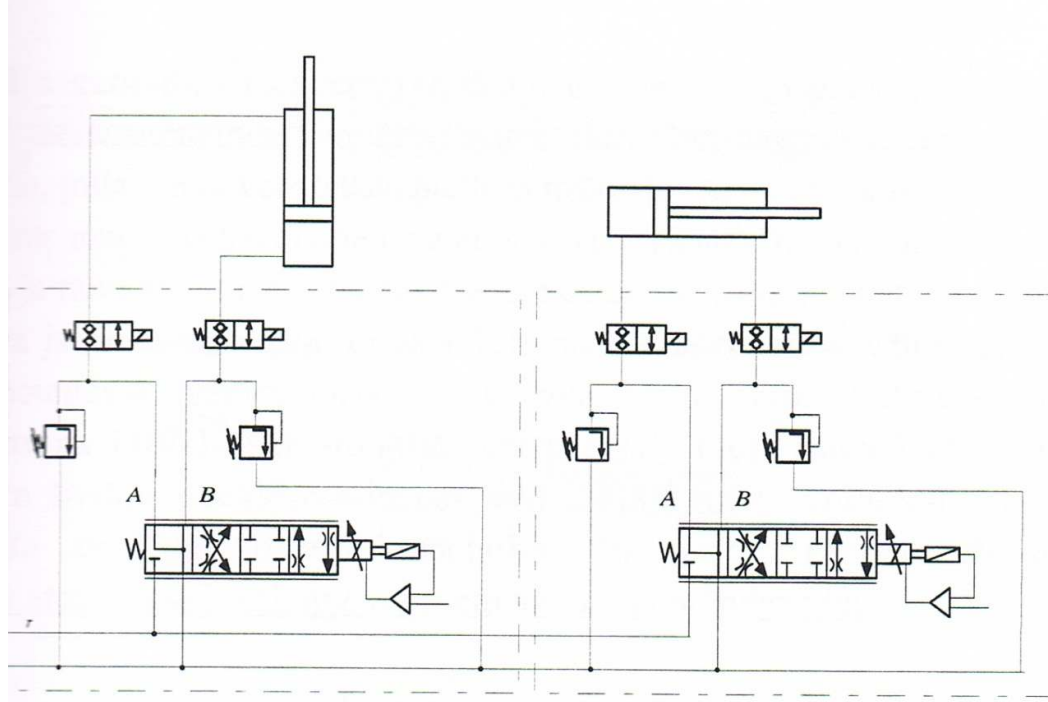
Kuvassa on mahdollisimman yksinkertainen aktiivinen jousituslementti ilman ohjauskomponentteja. Järjestelmä koostuu sylinteristä, joka toimii toimilaitteena ja suunta-venttiilistä jota käytetään sylinterin ohjaamiseen. 4/3 venttiilin tilalla voitaisiin käyttää 3/3 venttiiliä, jolloin sylinterin miinuspuoli olisi kytketty suoraan paineeseen tai pluspuolen kanssa yhteen. Tämä kuitenkin laskisi sylinterin ominaiskulmataajuutta [Fonselius et al. 2006 s.63], joka taas kaventaisi taajuuskaistaa ja huonontaisi vaimennusta. Näin ollen kuvan 6.9 kytkentä on paras vaihtoehto. Kyseisen järjestelmän huonona puolelana on sen regel-venttiili. Tällaisissa venttiileissä on yleensä nolla-peitto [Fonselius et al. 2006 s.62]. Kaikilla aksiaaliluistinventtiileillä esiintyy vuotovirtausta, mutta nolla- ja negatiivisen peiton tapauksessa ne ovat suurempia. Tämä aiheuttaa sen, että koneen ollessa sammutettuna, venttiilien vuotojen takia sylinteristä pääsee virtaamaan öljyä tankkilinjaan. Tämä johtuu kuorman aiheuttamasta paineesta sylinterillä ja venttiilin välyksistä. Vuotojen takia koneen ollessa sammutettuna pitkän aikaa sylinterit laskeutuvat hitaasti minimiasentoonsa. Näin voi tapahtua myös tilanteessa, jossa kone on toiminnassa, mutta suuntaventtiilin ohjausjärjestelmä on rikkoontunut. Sylinterin ollessa minimiasennossaan niiden vaimennus on käytännössä olematon. Tällainen tilanne voidaan estää lisäämällä järjestelmään istukkaventtiili, joka estää öljyn karkaamisen sylinteriltä. Tällainen kytkentä nähdään kuvassa 9.12.



**Kuva 9.12.** Aktiivinen vaimennus, jossa vuotovirrat on kompensoitu

Kuvasta on nähtävissä, että sylinterin molempiin painelinjoihin on asennettu paineohjattu vastaventtiili. Vastaventtiilit ovat usein istukkatyypisiä, jolloin ne ovat käytännössä vuodottomia [Kauranne et al. 2006 s.164]. Kuvan 9.11 mukainen paineohjaus huolehtii, että öljy ei pääse virtaamaan sylintereiltä koneen ollessa sammutettuna, paine painelinjassa 0 MPa, mutta koneen käydessä öljy pääsee vapaasti virtaamaan sylinterin molempiin kammioihin ja niiltä pois.

Hentinen et al. on esittänyt samantyyllisen ratkaisun esimerkkinä istuimen aktiivisesta vaimennuksesta. Tämä kytkentä nähdään kuvassa 9.13

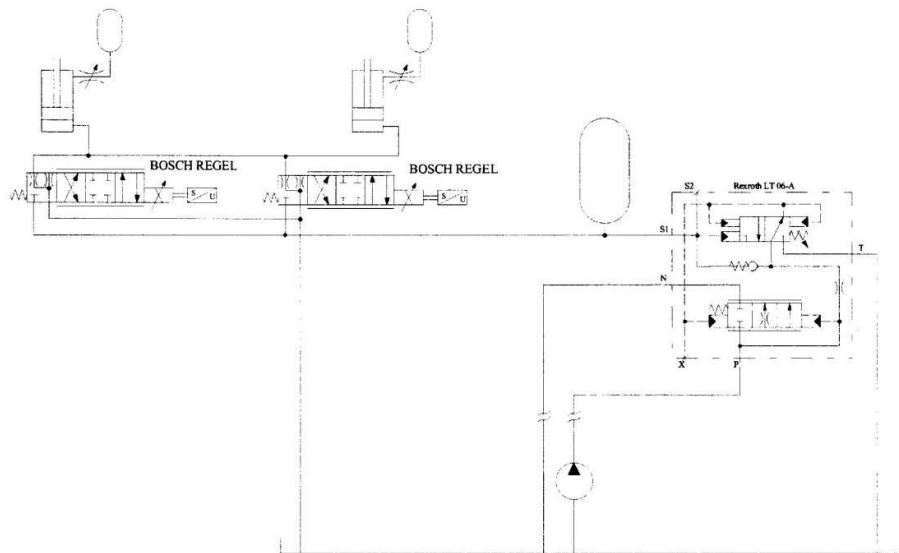


**Kuva 9.13.** Istuimen aktiivinen vaimennusjärjestelmä [Hentinen et al. 2002 s.79]

Kuvan 9.13 eroaa jonkin verran kuvan 9.12 järjestelmästä, ensinnäkin kyseessä on kahden toimilaitteen järjestelmä, jonka takia kaikkia komponentteja on kaksinkertainen määrä. Suuntaventtiilin vuodot on estetty sähköohjatuilla venttiileillä paineohjattujen sijaa, jonka ansiosta järjestelmä voidaan lukita mihin tahansa asentoon painelinjan paineesta riippumatta. Molemmat sylinterinlinjat on varustettu painerajoitusventtiileillä. Suuntaventtiili on suurin ero järjestelmien välillä. Kuvan 9.11 järjestelmässä on käytetty yksinkertaisinta vaihtoehtoa, jolla tarpeelliset sylinterin ohjaukset voidaan toteuttaa, kun taas kuvan 9.13 suuntaventtiilissä on muutamia lisäasetoja. Perinteisten sylinterin molempiin suuntiin ohjauksen lisäksi, suuntaventtiilillä voidaan lukita sylinteri asentoonsa. Kyseinen asento kuitenkin voidaan toteuttaa vastaventtiilien ohjauksella, joten asento on käytännössä turha. Jos venttiilin asento olisi kuvastamassa venttiilin peittojen aiheuttamaa tilannetta, jossa kaikki virtaustiet on suljettu, se olisi pitänyt merkitä katkoviivoilla [Kauranne et al. 2006 s. 177], joten asento on tarkoituksen mukainen. Venttiilin perusasennossa sylinterin molemmat linjat on yhdistetty tankkilinjaan. Tällöin sylinteriä voi-

daan ajaa kuorman painolla alaspäin tai pitää se lukittuna asentoonsa, vastaventtiilien ohjauksella.

On mahdollista, että kaksitoimisen sylinteriä ohjataan ohjaamalla vain toisen kammion painetta, jos tiedetään että sylinterin kuorman olevan aina samansuuntainen. Tällöin kuormaa voidaan käyttää sylinterin ajamiseen toimeen suuntaan. Tällainen kytkentä nähdään kuvassa 9.14

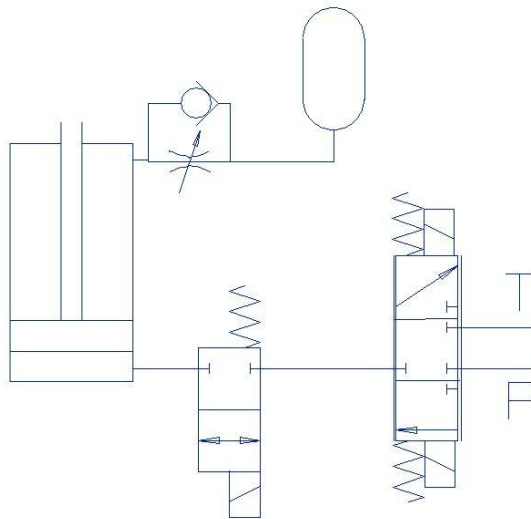


**Kuva 9.14.** Traktorin aktiivinen hytinvaimennus [Hentinen et al. 2002 s.89]

Kuvan 9.14 järjestelmä on VTT:n suunnittelema traktorin ohjaamon aktiivinen vaimennus. Kyseinen kytkentä mahdollistaa traktorin hytin pystysuunnan vaimentamisen, järjestelmän nivelöinti tapahtuu hydroholkilla, joka mahdollistaa pysty ja sivuttaissuunnassa. [Hentinen et al. 2008 s. 85]. Hydroholkin rajallinen taipuisuus rajaa mahdollista kallistelukulmaa x-akselin ympäri. Kuvan 6.11 järjestelmässä on sylinterin miinuspuolelle asennetut akut, jotka laskeva sylinterin miinuspuolen jousivakiota ja kuristus joka tuo lisää vaimennusta. Kuvan oikeassa laidassa olevat komponentit kuvaavat traktorin vakiopainelinja komponentteja ja eivät itsessään liity vaimennusjärjestelmään. Kuvasta nähdään heti kytkennässä kaksi huonoa puolta. Akun ja sylinterin välissä olevan kuristusventtiilin vierellä ei ole vastaventtiiliä estämässä kavitaatiota ja sylinterin ja suunta-venttiilin välissä ei ole vastaventtiiliä, jolloin jousituksen lukitseminen ei ole mahdollista. Molempia sylintereitä ohjataan samalla tavalla [Hentinen et al. 2008 s.89], jonka takia sylinterit liikkuvat samaan suuntaan. Tämän takia järjestelmä pystyy kompensoimaan kallistelua vain y-akselin ympäri. Jos venttiilien ohjattaisiin eri ohjaussignaaleilla, olisi mahdollista käyttää järjestelmää kompensoimaan kallistelua myös x-akselin ympäri. Kuitenkin aikaisemmin mainittu hydroholkilla toteutettu hydroholkki ei salli kallistelua x-akselin ympäri.

Tutkimuksessa todettiin kuvan 9.14 järjestelmän mahdollistavan noin 50 % vaimennuksen 1-50 hertsin taajuuskaistalla, jos toimilaitteiden liikenopeedet saadaan tarpeeksi suuriksi, 50/30mm sylinterillä tilavuusvirrat 40 l/min. [Hentinen et al. 2008 s.85–

91] 50 % vaimennusta voidaan pitää yleisesti hyvän, ongelma on kuitenkin, että kyseessä on vaimennus vain yhteensuuntaan ja luultavasti järjestelmän vaimennus muihin suuntiin on heikompi. Koska Valtioneuvoston asetuksen kuitenkin valitsee suurimman kaikista kolmen suunnan kiihtyvyyksistä, vain yhden suunnan vaimentamisessa ei ole järkeä, joten kyseinen järjestelmä ei sovi sellaisenaan metsäkoneen hytin vaimennukseksi. Järjestelmässä käytetty akun sijoitus sylinterin miinuspuolelle ja sen vaikutusta järjestelmän vasteeseen pitää tutkia simuloinnissa. Tämän tyyppinen kytkentä nähdään kuvassa 9.15.



**Kuva 9.15.** Aktiivinen vaimennuselementti sylinterin miinuspuolen akulla.

Kuvan 9.15 järjestelmä perustuu osaltaan kuvan 9.12 järjestelmään, suuntaventtiili on korvattu 3/3 venttiilillä ja venttiilin toimilaittekytkentä on kytketty sylinterin miinus-kammioon. Näin ollen kytkemällä toimilaitelinja painelinjaan sylinteriä voidaan ajaa ylöspäin ja kytkemällä toimilaitelinja tankkilinjaa voidaan sylinteriä sen kuormalla ajaa alaspäin. Kuvan 9.12 paineohjatut vastaventtiilit on korvattu sähköohjatuilla 2/2 suunta-venttiilillä, jotta jousitus voidaan lukita haluttaessa. Venttiilin on oltava istukkatyyppinen vuotojen välttämiseksi. Venttiilin normaaliasento on valittu siten, että vikatilanteessa jousituselementti lukittuu paikalleen. Kuvan 9.14 mukaisesti sylinterin miinuspuolelle on lisätty akku lisäämään takaisin kimmoamis vaimennusta. Sylinterin ja akun välissä on virtavastusventtiili, jolla voidaan ohjata sylinterin plusliikkeen vaimennusta. Virtavastusventtiilin rinnalle on asennettu vastaventtiili, estämään mahdollista kavitaatiota sylinterin miinusliikkeen aikana.

Aktiivisten järjestelmien keskipisteessä on niissä käytetyt anturit, säädin ja toimilaitteet [Hentinen 2008 s. 78]. Jotta aktiivinen järjestelmä toimisi mahdollisimman hyvin, sen taajuuskaista on oltava mahdollisimman suuri. Tämän takia järjestelmässä käytetään regel-venttiilejä ja järjestelmän joustot on minimoitava. Aktiivisen järjestel-

män pyrkii aiheuttamaan värähtelyn, joka on 180 asteen vaihesiirrossa mitattuun, tämän takia suuret viiveet vähentävät järjestelmän toimintakykyä.

## 9.6 Ohjaus

Ohjauksessa on kaksi erillistä ohjausta, hydropneumaattisen jousitusjärjestelmän vakautus osiossa ohjaus pyrkii pitämään koneen hytin vaakatasossa ja vaimennusosiossa pyritään pitämään hyttiin kohdistuvat kiihtyvyydet minimissään. Tämän takia molempia ohjataan eri mittaustulosten perusteella ja samalla niiden ohjaukset eroavat toisistaan. yhteistä molemmille ohjauksille on niiden suunnitteluperiaate vikatilojen kohdalla. Molemmat ohjaukset on suunniteltu siten, että vikatilanteessa jousitus mukavuuden sallitaan pienentyä ja pyritään estämään vaaratilanteen, laitteiden rikkoutuminen ja ennalta arvaamattomat muutokset. Tämä on toteutettu niin, että tilanteessa, jossa venttiileille ei tule ohjausta vaimennus on mahdollisimman suuri ja vakaus on pois toiminnasta. Näin pystytään estämään sylintereiden liikkuminen ja hytin kallistelun muutokset vikatilanteessa.

### 9.6.1 Vakaus

Kallistelua kompensoidessa on hyödyllistä ohjata kallistelun akselin molemman puoleisia sylintereitä erisuuntiin. Tällä pyritään minimoimaan sylinterien liikematka, jolloin sylinterit pysyvät lähempänä niiden suunnitteluasemaa. Näin pystytään estämään jousitusominaisuuksien suuria muutoksia, jotka johtuvat sylinterin aseman muutoksesta, kuten kuvassa 3.2 on esitetty. Tällöin myös sylinterin liikematka on lyhyempi, kuin jos ohjattaisiin vaan yhtä sylinteriä. Tämä merkitsee sitä, että tietyssä ajassa tapahtuvaa kallistelua kompensoidakseen sylinteriä tarvitsee ohjata pienemmällä nopeudella, joka samalla merkitsee sylinterin kiihtyvyyden pienentymistä. Tällöin sylinterillä vaadittavat paineet ja tilavuusvirrat vähenevät. Kaavassa 15 ja 16 on esitetty kahden kallistus akselin eripuolilla sijaitsevien sylinterien pituus, jolla pystytään kompensoimaan kallistelu.

$$l_A = l_0 + \frac{l_S}{2} * \sin(\alpha) \quad (15)$$

$$l_B = l_0 - \frac{l_S}{2} * \sin(\alpha) \quad (16)$$

Kaavoissa  $l_A$  ja  $l_B$  ovat sylintereiden pituuksia [m],  $l_0$  on sylinterien lepopituus [m], yleensä puolet sylinterin iskupituudesta,  $l_S$  on sylintereiden välinen etäisyys [m] ja  $\alpha$  koneen kallistelukulma [deg]. Tällaisilla sylintereiden pituuksilla saadaan kompensoitua koneen kallistelu yhden akselin ympäri. Sylintereitä on kuitenkin ohjattava niin, että ne kompensoivat kallistelu kahden akselin ympäri. Tällöin sylinterien haluttu pituus riippuu kahdesta eri kulmasta. Kaavoissa 17, 18, 19 ja 20 on esitetty haluttu sylinterin mitta tapauksessa, jossa järjestelmä koostuu neljästä sylinteristä.



$$l_{EV} = l_0 + \frac{l_S}{2} * \sin(\alpha) + l_E * \sin(\beta) \quad (17)$$

$$l_{EO} = l_0 - \frac{l_S}{2} * \sin(\alpha) + l_E * \sin(\beta) \quad (18)$$

$$l_{TV} = l_0 + \frac{l_{Sd}}{2} * \sin(\alpha) - l_T * \sin(\beta) \quad (19)$$

$$l_{TO} = l_0 - \frac{l_S}{2} * \sin(\alpha) - l_T * \sin(\beta) \quad (20)$$

Kaavassa  $l_E$  ja  $l_T$  ovat sylinterien etäisyyksiä kallisteluakselista [m] ja  $\beta$  koneen kallistelukulma toisen akselin ympäri [deg]. Kuten kaavoista huomataan, sylinterien haluttu pituus riippuu nyt kahdesta kulmasta  $\alpha$  ja  $\beta$ . On kuitenkin huomattavaa, että  $l_E$  ja  $l_T$  ollessa erisuuret sylinterien pituuden muutoksen itseisarvo tietyllä kulmalla ei ole sama. Mitä lähempänä sylinteri on, sitä vähemmän kulman muutos aiheuttaa muutosta sylinterin haluttuun pituuteen. Kaavoista huomataan myös, että kallistelu akselin samalla puolella olevat sylinterit reagoivat samalla tavalla kyseisen akselin ympäri tapahtuvaan kallisteluun. Koska kyseessä on tilanne, jossa kaksi akselia leikkaa tason neljään osaan ja jokainen sylinteri sijaitsee tason eri osassa, jokaista sylinteriä tarvitsee ohjata erisuuntiin.

Kyseisessä tapauksessa on selvästi helposti nähdä, että sylinterin haluttu pituus riippuu kallistelukulmasta, näin ollen on järkevää ohjata sylintereitä hytin tai rungon kallistelu kulman mukaan. Kun ohjataan sylintereitä rungon kallistelun mukaan, kyseessä on perinteinen ohjausjärjestelmä, koska järjestelmässä ei ole takaisinkytkentää hytin kallistuskulmasta. Fonselius et al. mukaan ohjausjärjestelmän ongelma on sen kykenemättömyys kompensoida venttiilien ominaiskäyrien hystereesiä, toimilaitteiden kitkavoimia, vuotoja ja niiden muuttumista paineen ja ajan funktiona [Fonselius et al. 2006 s. 58]. Tämän takia on järkevämpi käyttää vakausjärjestelmässä säätöjärjestelmää, eli lisätä ohjaukseen hytin kallistuskulman takaisin kytkentä. Tämä on mahdollista mittaamalla hytin kallistuskulmaa ja ohjaamalla sen avulla sylintereitä niin, että ne pyrkivät pitämään hytin kallistelukulmat minimissään.

Bauerin mukaan tällainen ohjaus voidaan toteuttaa helpoimmillaan yksinkertaisella P-säätimellä, joka vahvistaa halutun kulman ja mitatun kulma välistä eroa. Tämä kuitenkin aiheuttaa ongelmia, koska jousitus toimintaperiaatteensa mukaan oskiloi ko-koajan hieman halutun asennon ympärillä, p-säädin pyrkii koko ajan ohjaamaan sylintereitä. Tämä johtaa ylimääräiseen energian kulutukseen ja toimilaitteen kulumiseen. Järjestelmässä esiintyvien viiveiden takia tämä tekee myös järjestelmästä epästabiilil. [Bauer 2011 s.151] Bauerin mukaan P-säätö voidaan parantaa lisäämällä erosuureeseen epäherkkyysalue. Tällöin vain erosuureen kasvaessa tarpeeksi suureksi järjestelmä pyrkii vakaamaan hyttiä ja samalla järjestelmästä tulee stabiilimpi ja ylimääräiset vakausliikkeet poistuvat. Bauerin mukaan yleisesti sopiva epäherkkyysalue on noin 7,5 % sylinte-

rin yhden suunnan liikematkasta, mutta epäherkkyysaluetta on kasvatettava, jos kyseessä on erittäin pehmeä jousitus tai pienennettävä jos jousituksen jousivakio on suuri. Epäherkkyysalueen huonona puolena on sen vaikutus vakauksen nopeuteen. Vakauksen on odotettava kunnes erosuuri kasvaa tarpeeksi suureksi ennen kuin se reagoi, joten se on aina hieman myöhässä. [Bauer 2011 s.152].

Yleisesti tiedetään värähtelyn olevan taajuus- ja aikariippuvaista. Tämän takia Bauer esittää muutaman keinon, jolla ohjauksessa voidaan ottaa tämä huomioon. Ensimmäinen on lisäämällä ohjaukseen aktivointi aika, tällöin vakauksen ohjaus ei reagoi hetkellisiin muutoksiin hytin kallistelukulmassa, vaan ainoastaan pitempi aikaisiin muutoksiin hytin kallistelu kulmassa. Toinen keino on lisätä ohjaukseen alipäästösuodatin. Tällöin korkeataajuuksisen tärinän vaikutus hytin kallistelukulmaan saadaan poistettua ja ohjausjärjestelmän ei tarvitse yrittää kompensoida muutoksia, joita järjestelmän teknisen hitauden takia, sillä ei ole edes mahdollista edes kompensoida. [Bauer 2011 s.153] Alipäästö suodattimen valinnassa on kuitenkin huomioitava, että liian suuri taajuus aiheuttaa vakauksen venttiilien turhan aktivoitumisen ja liian pienen rajataajuus voi aiheuttaa vaimennussylinterin pohjaamisen ja hidastaa sylinterin palautumista normaaliin asentoon suureen vaihtelun jälkeen.

### 9.6.2 Vaimennus

Aktiivisessa järjestelmässä halutaan sylintereillä aktiivisesti kompensoida myös z-akselin suuntaista kiihtyvyyttä, tarvitsee sylintereitä ohjata aiheuttamaan z-akselin suuntaista kiihtyvyyttä vastaava kiihtyvyys päinvastaiseen suuntaan. Kaavassa 21 esitetään sylinterin ohjaus joka pystyy kompensoimaan z-akselin suuntaisen tärinän.

$$v_z = - \int a \, dt \quad (21)$$

Kaavassa  $v_z$  on kiihtyvyyden kompensointiin tarvittava sylinterin nopeus [m/s] ja  $a$  on z-akselin suuntainen kiihtyvyys [ $\text{m/s}^2$ ]. Jotta z-akselin suuntainen tärinä saadaan kompensoitua, sen ohjaus on aktiivisessa järjestelmässä lisättävä vakauksen ohjaukseen, eli järjestelmän venttiilejä ohjataan hytin z-suuntaisen kiihtyvyysanturin ja kallistusantureiden tietojen mukaan.

Puoliaktiivisen tapauksessa pyritään z-akselin suuntaista kiihtyvyyttä vaimentamaan muuttamalla vaimennuselementin vaimennusta. Kuten aiemmin todettiin, kyseessä on viskoottinen vaimennus, eli vaimennusvoima riippuu sylinterin liikenopeudesta. Tällöin vaimennuksen suhdetta nopeuteen voidaan ohjata säätelämällä kuristusta. Hentinen et al. on luetellut tukituksessaan muutamia eri vaihtoehtoja vaimennuksen ohjauksen anturointiin, tutkimuksen mukaan nopeustakaisinkytkentä on tarkin tapa saada vaimentimen liikenopeus, joka on juuri haluttu tieto, jolla vaimennusta säädetään. Nopeustakaisinkytkennän huonoina puolina Hentinen et al. mainitsee, että sillä ei saada tietoa jousitetun tai jousitetun massan absoluuttisesta kiihtyvyydestä tai nopeudesta, tätä ohja-

us tapaa käytetään simuloinnissa vaimennuksen ohjaamiseen, koska simulointimallissa on helppo mitata jousitetun ja jousittamattoman massan nopeus ja niiden erotuksesta saan selville sylinterin männän nopeus.

Oikeassa maailmassa tämä kuitenkin vaatii joko kahta nopeusanturia tai yhtä anturi, joka mittaa sylinterin pituuden muutosta. Vaihtoehtoina tällaiselle ohjaukselle Hentinen et. la antaa jousitetun tai jousittamattoman kiihtyvyyden mittaamisen. Jousittamattoman massan kiihtyvyyden mittaamisen etuja ovat välitön tieto herätteen muutoksesta ja mahdollisuus ottaa FFT-muunnos sylinterin kiinnikkeen liikkeistä. Huonoina puolina Hentinen et al. mainitsee käsiteltävyyden säätämisen mahdottomuuden. Jousitetun massan kiihtyvyyden mittaamisen etuina on mahdollisuus laskea jousitetun massan nopeus ja mahdollisuus suunnitella säätö maksimoimaan käsiteltävyyttä. Huonoina puolina ovat, että jousittamattoman massan liikesuuntaa ei tiedetä, DFT- ja FFT-muunnoksen ottaminen sylinterin kiinnityspaikan liikkeistä on mahdotonta ja moottorin ja apulaitteiden aiheuttamat häiriöt. [Hentinen et al. 2008 s.52] Hentinen et al. mukaan ohjaukseen valittava anturointiin vaikuttaa se minkälaista vaimennusta pyritään toteuttamaan [Hentinen et al. 2008 s.51].

## 10 SIMULOINTI

Tässä työssä simulointiin on käytetty Mathworksin Matlab ja Simulink ohjelmia, Matlabista käytettiin versiota 7.9.0 R2009b ja Simulinkista 7.4 R2009b. Simuloinnin tarkoituksena on tutkia järjestelmän dynaamista käyttäytymistä ja eri parametrien muutoksia vaikutuksia. Simuloinnissa ainakin testataan muutamaa eri järjestelmätyyppiä, erilaisia ohjauksia, eri komponenttikokoja, erilaisia käyttötilanteita, eri parametrien muutosten vaikutusta ja järjestelmän käyttöympäristön muutoksien vaikutusta. Ratkaisijana simuloinnissa käytettiin ode23tb ratkaisijaa muuttuvalla aika-askeleella. On huomioitavaa, että simulointitilanteet eivät kuvasta koneen todellista käyttötilannetta, vaan äärimmäistä tilannetta johon kone voi joutua.

### 10.1 Simuloitavat järjestelmät

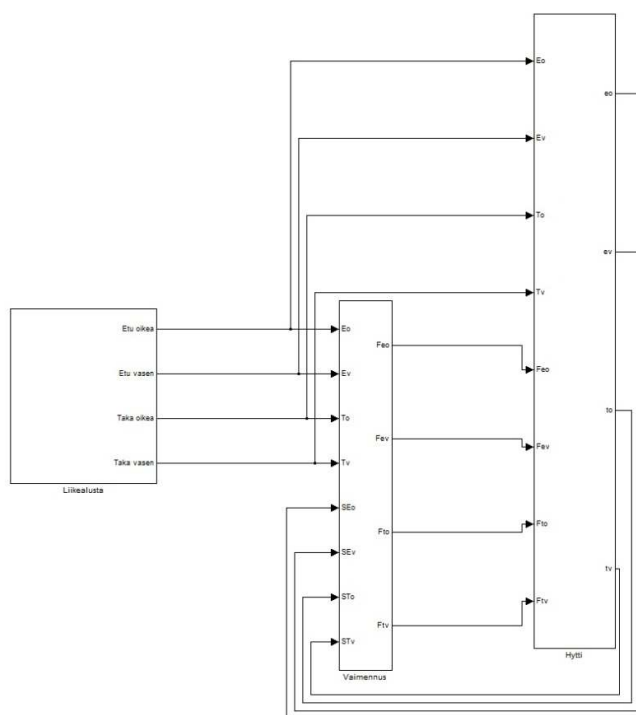
Simulointiin pyrittiin valitsemaan järjestelmiä, jotka kappaleessa 9 todettiin hyväksi ja joilla on selkeä ero rakenteessa. Kuten kappaleessa 9 mainittiin, passiiviset järjestelmät eivät ole riittäviä vaimentamaan mitattuja värinöitä, jonka takia simulointiin valittiin vaan puoli-aktiivisia ja aktiivisia järjestelmiä. Puoliaktiivisesta järjestelmätyypistä valittiin yksi kahden sylinterin kytkentä simuloitavaksi, tässä tapauksessa käytettiin kahta kuvan 9.9 vaimennin elementtiä. Järjestelmästä testataan kahta vaihtoehtoa, jossa toisessa sylinterit on ristiinkytkeytyt ja toisessa käytetään itsenäisiä vaimennuselementtejä

Kolmen vaimennuselementin tapauksessa käytettiin molemmissa järjestelmää, jossa on yksi vaimennus hytin edessä keskellä ja takana kaksi sylinteriä yhtä kaukana etusylinteristä. Valitut elementit ovat puoliaktiivisen järjestelmän tapauksessa kuvien 9.6, 9.8 ja 9.9 järjestelmät. Kuvien 9.6, 9.8 ja 9.9 käytetään vain erillisiä vaimennuselementtejä. Aktiivisen järjestelmän tapauksessa testataan kuvien 9.12 ja 9.15 järjestelmiä. Sylinterien määrään vaikutusta testataan vielä kahdella neljän sylinterin tapauksella, jotka ovat kuvan 9.8 puoliaktiivinen järjestelmä ja kuvan 9.12 aktiivinen järjestelmä.

Näillä järjestelmä valinnoilla pystytään simuloinnissa testaamaan järjestelmätyypin vaikutusta, akkujen ja venttiilien sijoituksien vaikutusta, sylinterien määrän ja tyypin vaikutusta ja erilaisten nivelöintien vaikutusta. On tärkeää muistaa, että mikään simulointimalli ei kuvasta koneen todellista vaimennusjärjestelmää, vaan ne ovat luotu vain simulointia ja tutkimusta varten.

### 10.2 Simulointimalli

Jokainen käytetty simulointimalli on jaettu ylimmällä tasollaan kolmeen osaan, joiden tehtävä on joka mallissa sama. Nämä osat ovat liikealusta, vaimennusjärjestelmä ja hytti. Mallin ylin taso on nähtävissä kuvassa 10.1.

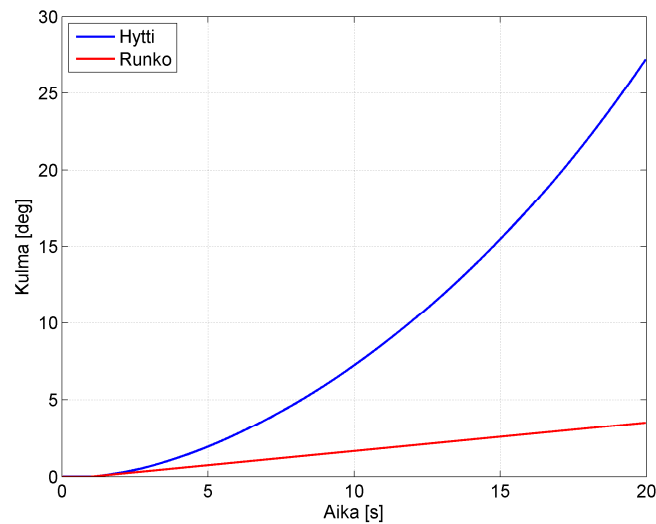


**Kuva 10.1.** Simuloinnissa käytetyn mallin ylin taso.

Liikealusta kuvastaa koneen runkoa ja sitä käytetään sylintereiden kiinnityspaikkojen liikkeiden laskemiseen erilaisista herätteistä. Vaimennus taas sisältää itsessään vaimennusjärjestelmän ja sitä käytetään laskemaan sylinterien hyttiin kohdistama voima. kolmas mallin osa hytti kuvastaa koneen hyttiä, siellä sylintereiden kiinnityspaikkojen liikkeestä ja sylintereiden tuottamasta voimasta lasketaan hytin liikkeet. Hytin malli myös sisältää mallinnetun koneen mittausjärjestelmän, jota käytetään lakemaan kiihtyvyys standardinmukaista kiihtyvyyssmittaus varten. Mallien alemmat tasot ovat samalla tavalla jaettu osiin, mutta niitä ei tässä käydä läpi, koska jokaisen mallin osien läpi käyminen ei ole työn tarkoitus. On kuitenkin huomioitavaa, että Liikealusta ja hytti ovat jokaisessa mallissa melkein identtiset, niihin tulee muutoksia vaan vähän, johtuen käytettyjen vaimennuselementtien määrästä. Suurimmat muutokset mallien välillä löytyy Vaimennusosiosta, joka on erilainen jokaisessa vaimennusjärjestelmässä.

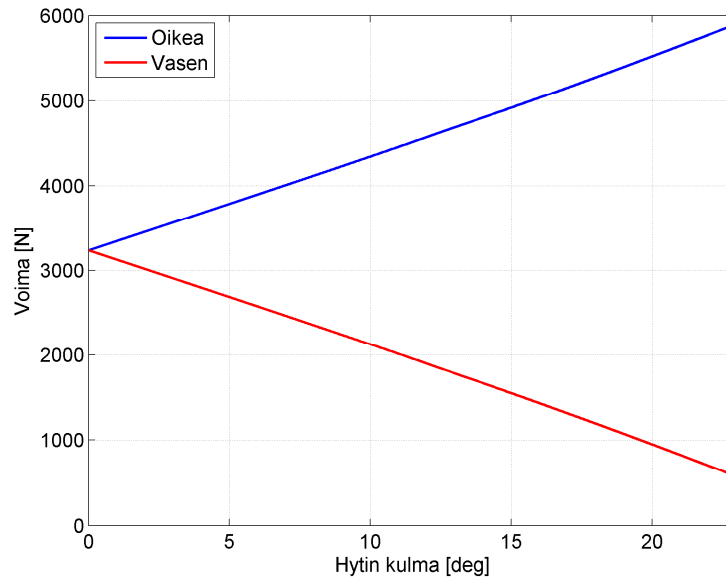
### 10.3 Kaksisylinteriset järjestelmät

Ensimmäiseksi simuloitiin kuvan 9.9 ilman vakausventtiiliä, sylinterit ovat asennettu koneen hytin takaosaan ja edessä on kaksisuuntainen nivel. Järjestelmän ongelmaksi kuitenkin simuloinnissa osoittautui kuorman epätasainen jakautuminen sylintereille. Tämä johti kuvan 10.2 mukaiseen tilanteeseen.



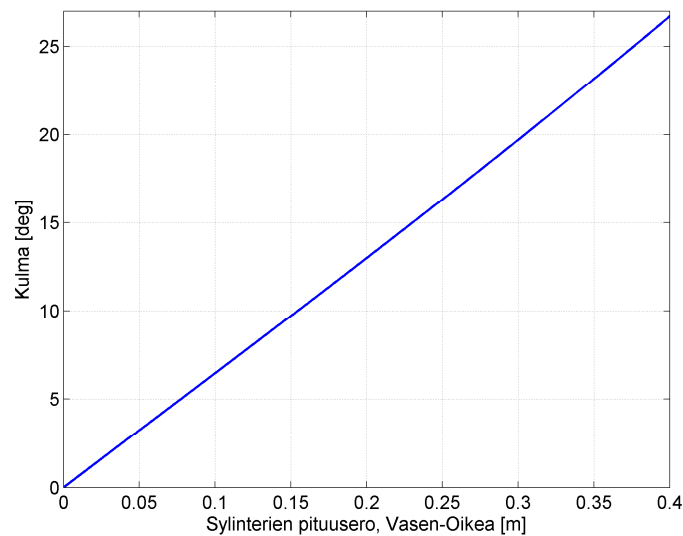
**Kuva 10.2.** Rungon ja hytin kallistelu kulmat x-akselin ympäri.

Kuten kuvasta nähdään, koneen rungon kallistelukulman kasvaessa hytin kallistelu kulma näyttäisi kasvavan enemmän. Hytin kulman ja rungon kulman välisen kulmien ero ei johdu rungon kulmasta vaan simuloinnissa sen todettiin riippuvan kammiot yhdistävästä vaimennusventtiilistä. Kulmien erotus kasvaa, koska öljy virtaa vaimennusventtiilien läpi sallien sylinterien hiljalleen liikkua, erotuksen muutoksen nopeuden kasvu johtuu venttiilein yli olevasta paine-erosta, joka kasvaa kokoajan rungon kulman kasvaessa. Jos vaimennusventtiilit olisivat äärettömän suuria, molemmat sylinterit liikkuisivat heti rungon vähän kallistuessa maksimi ja minimiasentoonsa ja kulmien välinen ero hyppäisi heti maksimiinsa. Näin ollen vaimennusjärjestelmä ei pysty ilman vakausventtiiliä pitämään hyttiä vakaana. Tämä johtuu siitä, että kuvan 10.3 mukaisesti oikeaa sylinteriä kuormittava voima kasvaa ja vasemman sylinterin kuormitus pienenee kulman kasvaessa.



**Kuva 10.3.** Hytin kulman vaikutus sylinterien kuormitukseen.

Tällainen kuormitus aiheuttaa kulman kasvaessa sen, että paine oikeassa sylinterissä kasvaa ja vasemmassa pienenee. Näin ollen oikean sylinterin akun kaasu painuu kasaan ja sylinteri mäntä liikkuu sisäänpäin. Vasemmassa sylinterissä tapahtuu päinvastoin, eli paine pienenee, kaasu akussa laajenee ja sylinterin mäntä liikkuu sylinterissä ulospäin. Näin ollen sylinterien pituusero kasvaa kulman kasvaessa. Joka nähdään kuvassa 10.4.

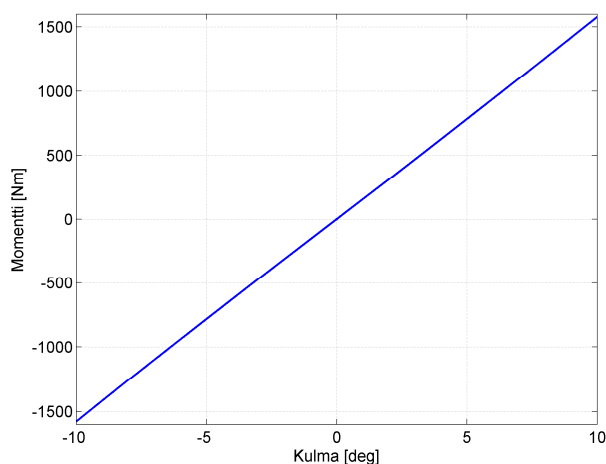


**Kuva 10.4.** Sylinterien pituuseron vaikutus hytin kulmaan.

Ongelmaksi tulee se, että sylinterien pituuseron kasvaessa, hytin kulma kasvaa, joka taas lisää kuormitussylinterillä, joka on lyhyempänä ja näin ollen se lyhenee ja pituusero

kasvaa. Näin ollen kulman kasvu aiheuttaa itsessään lisää kulman kasvua, joka aiheuttaa kuvan 10.2 mukaisen tilanteen. Näin ollen kuvan 9.9 järjestelmää ei voida sellaisenaan käyttää ilman vakautusta.

On huomioitavaa, että järjestelmässä etupään nivel on ideaalinen ja se mahdollistaa liikkeen joka suuntaan ilman rajoja tai kitkoja, jotka pyrkisivät estämään hytin liikettä. Oikeassa tilanteessa hytin etupäässä ei olisi ideaalinen nivel vaan kumipusla, kumipusla pystyisi estämään hytin ja rungon välisen kulman kasvua. Tämä kuitenkin aiheuttaisi se, että puslaan kohdistuisi aina koneen ollessa kallellaan voima, joka pyrkisi vääntämään sitä. Tällöin kumipuslan pitäisi kantaa joissakin tapauksissa isoja voimia, jotka saattavat aiheuttaa puslan ennen aikaisen rikkoutumisen. Samalla voimat puristaisivat puslaa kasaan, jonka takia hytin kulma olisi aina hieman rungon kulmaa isompi. Puslaan kohdistuva momentti on nähtävissä kuvassa 10.5

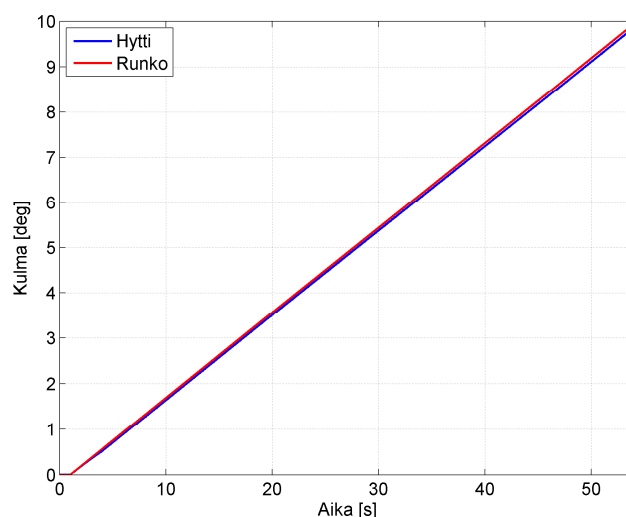


**Kuva 10.5.** Hytin kallistuskulman vaikutus etuniveleen kohdistuvaan momenttiin.

Kuvan mukaisesti momentti kasvaa lineaarisesti kallistelukulman kasvaessa noin 10 asteen kulmassa momentti on jo yli 1500N. Tämän momentin lisäksi pusla on kannettava myös osa hytin massasta, joka on suurimmillaan 3.74kN. Simuloinnissa kokeiltiin myös sylinterin koon ja esitäyttöpaineen vaikutusta momenttiin, mutta kummallakaan ei todettu olevan suurta vaikutusta.

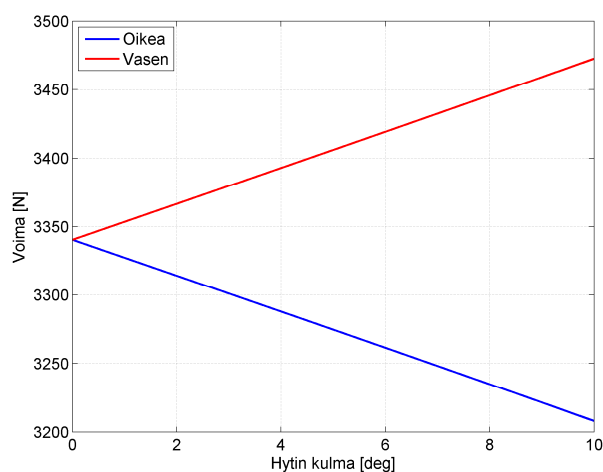
Ainoat asiat mitkä vaikuttivat asiaan, olivat sylintereiden kiinnityspaikkojen etäisyys y-akselin suunnassa ja sylintereiden hytin kiinnityspisteiden muodostaman tason ja hytin massakeskipisteen z-akselin suuntainen kohtisuora etäisyys. Kuvissa 10.2, 10.3 ja 10.4 massakeskipiste on sylinterin kiinnityspisteiden tason yläpuolella 0.865 metriä. Kuvassa 10.6 massakeskipiste on 0.1 metriä tason alapuolella.





**Kuva 10.6.** Rungon ja hytin kallistelu kulmat x-akselin ympäri.

Kuten kuvasta nähdään, massakeskipisteen ollessa tason alapuolella hytin kallistuskulma on käytännössä melkein sama kuin rungon kallistelu kulma. Tämä johtuu siitä että vaimennusjärjestelmä ei vahvista koneen kallisteluja kuten kuvan 10.2 tapauksessa. Tämä johtuu taas massakeskipisteen ja tason välisen etäisyyden vaikutuksesta kulman aiheuttamaan sylinterien kuormitukseen, joka nähdään kuvassa 10.7.



**Kuva 10.7.** Hytin kulman vaikutus sylinterien kuormitukseen.

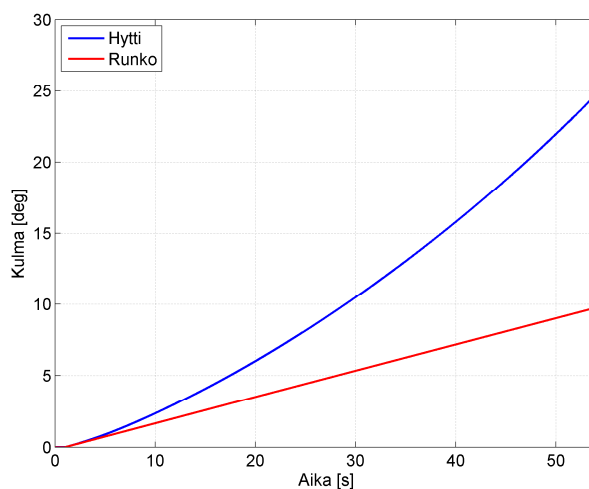
Kun kuvaa 10.7 verrataan kuvaan 10.3 huomataan, että kulman kasvulla on päinvastainen vaikutus sylinterien kuormitukseen, kun sylinterien kiinnityspisteet siirretään massakeskipisteen tason yläpuolelle. Näin ollen sylinterit eivät vahvista kallisteluja, mutta samalla ne eivät estä sitä.

Simuloinnissa huomattiin muutenkin sylinterien kiinnityspisteiden ja massakeskipisteen z-akselin suuntaisen etäisyyden vaikutus järjestelmään. Kun etäisyyttä piene-

nee vähenee kulman vaikutus sylinterien kuormaan, mitä lyhyempi etäisyys on sitä vähemmän sylinterien kuormitus vaihtelee. Tämä taas johtaa kuvan 9.9 järjestelmässä siihen, että etäisyyden pienentyessä akun kokoa joudutaan kasvattamaan. Tämä johtuu siitä, että kuormituksen muutoksen pienentyessä akun minimi- ja maksimikäyttöpaineen ero pienenee, joka taas pienentää akulta saatavaa öljyn määrää. Näin ollen akun koon mahdollisimman tehokkaaksi käyttämiseksi sylinterien kiinnityspisteiden tason ja massakeskipisteen z-akselin suuntainen kohtisuora etäisyys tulisi valita niin suureksi kuin mahdollista. On kuitenkin otettava huomioon akun minimi- ja maksimikäyttöpaineet, jotka rajaavat järjestelmän sallitut kuormitusvaihtelut.

Hytin massakeskipisteen ollessa sylintereiden kiinnitystason alapuolella on myös huomioitava että järjestelmään voidaan valita lyhyemmät sylinterit, koska sylinterit liikkuvat hyvin vähän. Tällöin voidaan valita pienemmät sylinterit, koska nurjahduspituus on pienempi, joka taas parantaa eristystä hytin ja rungon välissä. Samalla voidaan valita pienempi akku, koska niiltä ei tarvita niin paljoa tilavuusvirtaa, koska järjestelmän öljytilavuus ei muutu niin paljon kuin pitkillä sylintereillä.

Seuraavaksi simuloinnissa tutkittiin sylinterien ristiinkytken vaikutusta. Tämä toteutettiin yhdistämällä kuvan 9.9 mukaiset vaimentimet kuvan 9.1 mukaisella tavalla. Tällöin sylinterin männänpuoleinen kammio on yhdistetty toisen sylinterin männänvarren puoleiseen kammioon. Kuvassa 10.8 nähdään kuinka koneen hytti kallistelee, kun koneen runko kallistuu.



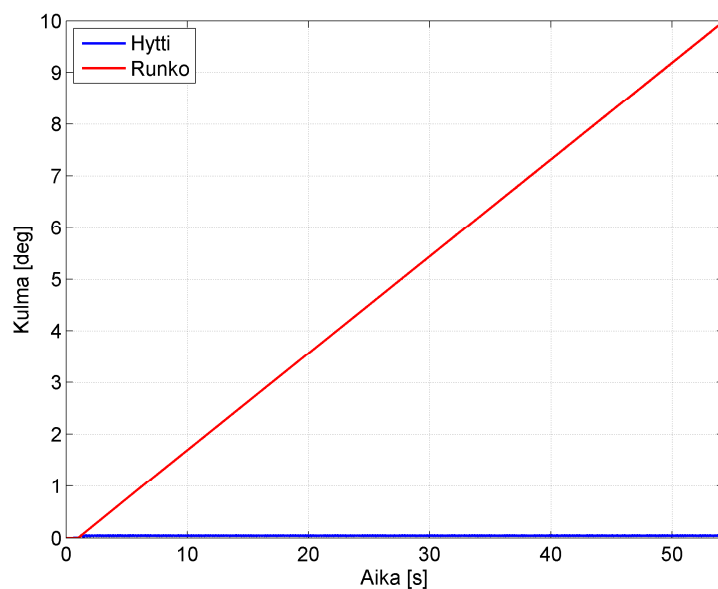
**Kuva 10.8** Rungon ja hytin kallistelu kulmat x-akselin ympäri.

Kuvasta nähdään kuinka rungon kallistuessa vaimennusjärjestelmä vahvistaa kallistelua ja hytti kallistuu runkoa enemmän. Nopeus millä kulmien ero kasvaa on taas riippuvainen kuristusventtiilin läpi kulkevasta tilavuusvirrasta. Ristiinkytkeä ei kuitenkaan pysty tasaamaan kuormituksia siten, että järjestelmä ei vahvistaisi kallistelua.

Simuloinnin perusteella voidaan sanoa, että järjestelmän passiivinen vakaaminen on mahdotonta ja vain sylinterien kiinnityspaikkojen siirtäminen massakeskipisteen

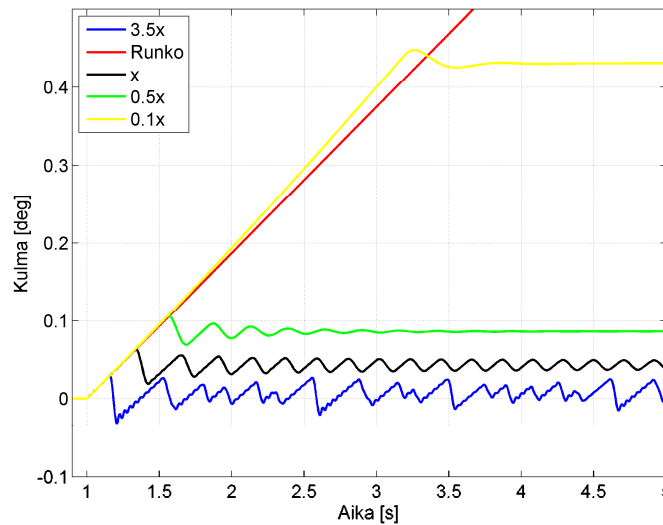
yläpuolelle estää vaimennusjärjestelmää vahvistamasta kallisteluja. Näin ollen voidaan sanoa, että kaikki järjestelmät tulisi varustaa aktiivisella vakauksella. Tämä koskee myös neljän ja kolmen vaimennuselementin järjestelmiä, koska niissä kuormituksen jakautuminen on identtinen kaksisylinterisen järjestelmän kanssa. Tämän takia kaikilla seuraavaksi simuloitavilla järjestelmillä on käytössä aktiivinen vakaus.

Ensimmäiseksi tutkittiin kuvan 9.9 järjestelmää juuri sellaisena kuin se on kuvassa esitetty. Vakausventtiilinä toimi 3/3 suuntaventtiili, jota ohjattiin liikuttamaan sylinteriä hyttiä rungon kallistuksen vaimentamiseksi. Kuvassa 10.10 on esitetty kuinka hytin kulma muuttuu, kun vakaus on käytössä.



**Kuva 10.10** Rungon ja hytin kallistelu kulmat x-akselin ympäri.

Kuten kuvasta nähdään, vakautusjärjestelmä pystyy vaimentamaan hytin kallistelua jonkin verran, mutta ei pysty pitämään hyttiä täysin vaakatasossa. Tämä todettiin simuloinnissa johtuvan siitä, että vakausventtiilin ohjaus ei ole tarpeeksi suuri siirtämään venttiilin karaa yli nollapeitto alueen. Hytin kallistuskulmaa voidaan pienentää kasvattamalla vakausventtiilin ohjauksen vahvistusta. Simuloinnissa kuitenkin huomattiin liian suuren vahvistuksen aiheuttavan tilanteen, jossa hytin kulma jää värähtelemään vaakatason ympärille. Vahvistuksen kasvattamisen vaikutus hytin kulmaan nähdään kuvassa 10.11

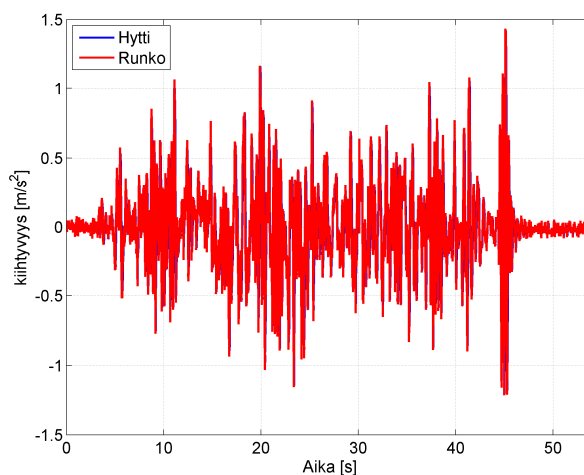


**Kuva 10.11** Rungon ja hytin kallistelu kulmat x-akselin ympäri.

Kuvassa punainen viiva kuvastaa rungon kallistelukulmaa sivusuunnassa ja muut hytin kallistelukulmaa eri vakausventtiilin ohjauksen vahvistuksilla. Kuvasta on nähtävissä, että vahvistuksen kasvattaminen pienentää hytin kallistuskulmaa, mutta samalla aiheuttaa värähtelyjä kun hyttiä aletaan vakaamaan. Pienemmällä vahvistuksella värähtelyt vaimenevat nopeasti ja kun vahvistusta kasvatetaan tarpeeksi suureksi, värähtely ei asetu ollenkaan.

Kuvassa 10.10 ja 10.11 rungon alkaessa kallistella millään vakausventtiilin syöttöpaineella vakausjärjestelmä ei ala heti vaimentamaan kallisteluja, vaan hytti kallistuu rungon mukana, kuten nähdään kuvassa 10.12. Kuten kuvasta nähdään, vakauksessa esiintyy 0.4 sekunnin viive. Tämän todettiin johtuvan enimmäkseen ohjausjärjestelmän aiheuttamasta viiveestä, mutta myös venttiilin positiivinen peitto ja viive vaikuttavat asiaan. Kuvasta näkyy myös suuremman vahvistuksen kyky kompensoida kallistelua nopeammin, minimissään viive on noin 0.4 sekuntia, joka johtuu mittausjärjestelmän näytteenottotaajuudesta. Tämän yli oleva viive johtuu venttiilin peitosta, joka asian demonstroimista varten on huomattavasti normaalia suurempi. Optimaalisessa tapauksessa venttiilin peitto olisi mahdollisimman pieni, jotta sen kompensoimiseen ei tarvita suurta vahvistusta, jolloin viive saadaan mahdollisimman pieneksi ilman suuria värähtelyjä.

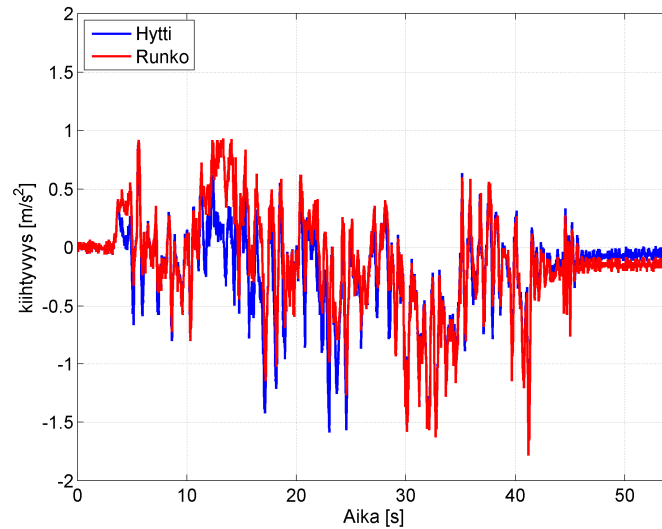
Kiinnostavinta vaimennusjärjestelmässä on kuitenkin sen kyky vaimentaa tärinöitä. Tämän tutkimiseksi järjestelmän herätteiksi syötettiin mittauksessa 3 saatua mitaustietoa sillä erolla että puuttuva z-akselin suuntainen mittausdata korvattiin x-akselin suuntaisella mitaustiedolla. Tällä tavalla simuloinnissa pystyttiin tutkimaan mahdollisimman todenmukaista tilannetta. Kuvassa 10.12 nähdään järjestelmän kuinka järjestelmä vaimentaa koneen z-akselin suuntaista tärinää.



**Kuva 10.12** Rungon ja hytin z-akselin suuntainen kiihtyvyys

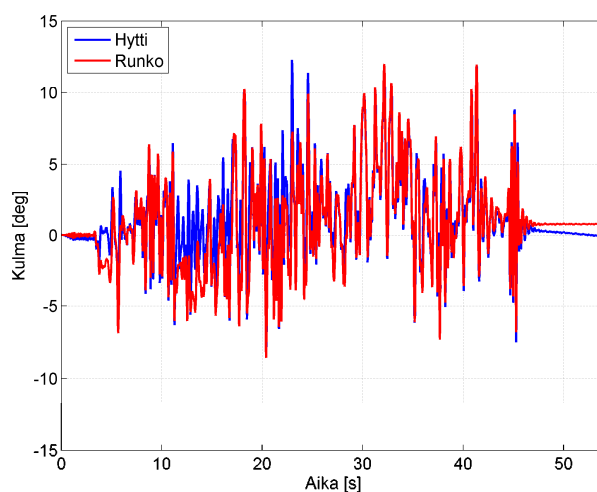
Kuvasta voidaan nähdä, että vaimennusjärjestelmä onnistuu jonkin verran vaimentamaan z-akselin suuntaista tärinää. Jossakin tapauksissa hytin kiihtyvyys on suurempi kuin rungon, mikä johtuu vaimennusjärjestelmän viiveestä. Kokonaisuudessa vaimennusjärjestelmä pystyi laskemaan z-akselin suuntaisen standardin mukaisen kiihtyvyyden  $1,6716 \text{ m/s}^2$  arvosta arvoon  $1,5898 \text{ m/s}^2$ . Tämä merkitsee noin viiden prosentin vähennystä. Simuloinnissa ei juuri pystytty vaimennusjärjestelmän ominaisuuksilla pienentämään kiihtyvyyssarvoa. Akun esitäyttöpaineen laskeminen paransi vaimennusta hieman, mutta järjestelmän paineet, kun vakaus ei ole käytössä ja kone kallistelee ja akun maksimi- ja minimikäyttöpaine rajaavat akun esitäyttöpaineen niin pienelle välille, ettei sen muuttaminen sallituissa rajoissa vaikuta vaimennukseen juurikaan. Vaimennuksen tehokkuutta vähentää hytin etupäässä käytetty ideaalinen nivel. Oikeassa järjestelmässä käytettäisiin hytin etupäässä hydroholkkia, mutta tällaisen elementin tietoja ei saatu simulointia varten valmistajalta, joten sen tilalla käytettiin ideaalista niveltä. Tästä aiheutuu se, että etupäässä ei ole minkäänlaista z-akselin suuntaista vaimennusta, joka olisi hydroholkillla. Tämä rajoittaa tulosten arvoa, mutta silti tuloksesta voidaan sanoa, että etupään kiinnityksellä on suuri vaikutus järjestelmän kykyyn vaimentaa z-akselin suuntaista tärinää.

X-akselin suuntaisen tärinän kohdalla etupään nivelen heikko vaimennus aiheuttaa taas ongelmia. Tästä johtuen järjestelmä pystyy vaimentamaan vain hytin kallistelun aiheuttamia x-suunnassa. Simulointi tulokset x-akselin suuntaan nähdään kuvassa 10.13.



**Kuva 10.13** Runkon ja hytin x-akselin suuntainen kiihtyvyys

Kuvista huomataan, että järjestelmän kyky vaimentaa x-akselin suuntaista tärinää on erittäin rajallinen. Todellisuudessa järjestelmä ei pysty vaimentamaan x-akselin suuntaista tärinää tehokkaasti ja standardin mukainen kiihtyvyysarvo laskee arvosta 2.0940 arvoon 2.0416, joka on noin 2,5 %:n vähennys arvon suuruudessa. Simuloinnissa tämä todettiin johtuvan anturin ja hytin nivelpisteen suuresta etäisyydestä, sen takia pienikin hytin kulman muutos aiheuttaa suuren x-akselin suuntaisen kiihtyvyyden. Käytännössä tällä ei olisi vaikutusta, jos järjestelmä pystyisi kompensoimaan kallistelua tehokkaasti. Järjestelmää optimoitaessa huomattiin, että pienemmän vahvistuksen aiheuttama viive käytännössä parantaa järjestelmän vaimennusta, koska vakautusjärjestelmä ei reagoi nopeisiin kulman vaihteluihin. Parhaaksi vahvistukseksi vakautukselle todettiin olevan  $0.005x$ . Ero kuvan 10.11 huonoin vahvistuksen  $0.1x$  ja parhaaksi todetun vahvistuksen välillä oli noin 6,5 prosenttia standardin mukaisessa kiihtyvyysarvossa x-suuntaan. Järjestelmän kyky vaimentaa hytin kallistelua y-akselin ympäri nähdään kuvassa 10.14.



**Kuva 10.14** Rungon ja hytin kallistelu kulmat y-akselin ympäri.

Kuten kuvasta nähdään, järjestelmä pystyy kompensoimaan koneen kallistelu kulmaa, mutta ei tarpeeksi nopeasti. Jossain kohdissa on nähtävissä että järjestelmän hitauden takia hytin kulma on suurempi kuin rungon kallistelu kulma. Tämä selittää miksi järjestelmä ei pysty vaimentamaan x-akselin suuntaista tärinää.

Sama ilmiö nähdään myös y-akselin suuntaisen tärinän ja kallistuksen x-akselin ympäri tapauksessa. Simuloinnissa käytettiin venttiiliä, joka on lähes ideaali ja se on nopeampi kuin mikään kaupallinen venttiili. Näin ollen todellisessa tilanteessa kallistuskulman kulma kiihtyvyyden vaikutusta ei voida vaimentaa vakausjärjestelmällä aktiivisesti. Näin ollen nopeat heilahdukset on jätettävä vaimennussylinterien passiivisten tai puoliaktiivisten vaimennuksien varaan. Tämä merkitsee sitä, että vakauksen ohjauksessa kannattaa käyttää kappaleessa 9.6.1 esiteltyä vaimennusta, jossa alipäästösuodattimella eliminoidaan nopeimmat kallistelukulma muutokset. Näin vakausventtiili ei pyri kompensoimaan kallisteluja, joita se ei missään tapauksessa ehdi kompensoimaan ja vältetään vakauksen turha aktivoituminen.

Yhteenvetona kaksisylinterisistä järjestelmistä voidaan todeta, että niiden vaimennuskyky riippuu vahvasti hytin etupäässä käytetystä vaimennuksesta. Vakauksella voidaan vähentää jonkin verran kiihtyvyyksiä, mutta pääasiassa sen tarkoitus on pitää hytti vaakatasossa ja lisätä kuljettajan mukavuutta tällä tavalla, ei niinkään tärinän vaimentamisella. Koska etupään vaimennusta ei voida simuloida ja sen vaikutus vaimennukseen on niin suuri, ei enempää kaksi sylinterisiä järjestelmiä simuloida.

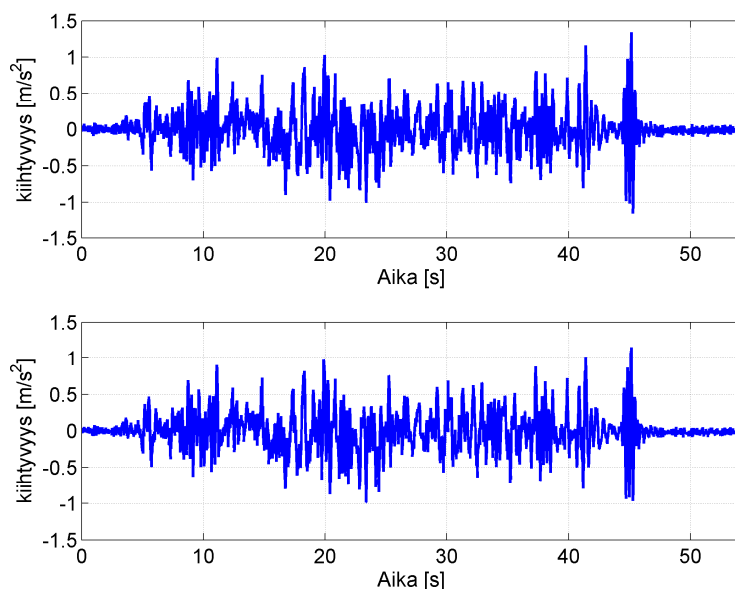
## 10.4 Kolmisylinteriset järjestelmät

Ensimmäisenä kolmisylinteristen simuloinnissa huomattiin samat ongelmat kuin kaksisylinterisillä järjestelmillä. Vaimennusventtiilien ollessa auki hytin korkea painopiste

aiheuttaa sen, että järjestelmä vahvistaa hytinkallisteluja. Pienikin kulman muutos aiheuttaa ketjureaktion, joka lopulta johtaa siihen että sylinterit ajautuvat ääriasentoihinsa. Tästä johtuen kaikki kolme sylinteriset järjestelmät täytyy varustaa vakautusjärjestelmällä.

Tärkeänä pointtina on huomioida tilanne, jossa vakausjärjestelmään tulee vika, tällaisessa järjestelmän passiiviset ominaisuudet aiheuttavat hytin kallistumisen. Ainoa tapa estää tämä on ajaa sylinterit minimiasentoonsa. Näin on myös toimittava kun kone ei ole käytössä. muuten venttiilien vuotojen takia hytti kippaa ajan kuluessa eteen ja vasemmalle niin paljon kuin sylinterien liikematka sallii. Samanlaista ratkaisua on käytetty Rottnen Comfort Line hyteissä, kuten kappaleessa 7 todettiin. Rottnen hytin ongelmana ei ole hytin kallistuminen, koska siinä ei ole akkuja, jotka mahdollistaisivat sylinterien erisuuntaiset liikkeet.

Akkuja on kuitenkin hyödyllistä käyttää, koska ne tuovat järjestelmään lisää joustoa mikä parantaa sen vaimennusta. Kuvassa 10.15 on esitetty kuvan 9.9 mukaisen järjestelmän vaimennus z-suuntaan akuilla ja ilman akkuja. Ylemmässä kuvaajassa hytin kiihtyvyys z-akselin suuntaan, kun järjestelmässä ei ole akkuja ja alemmassa akkujen kanssa.

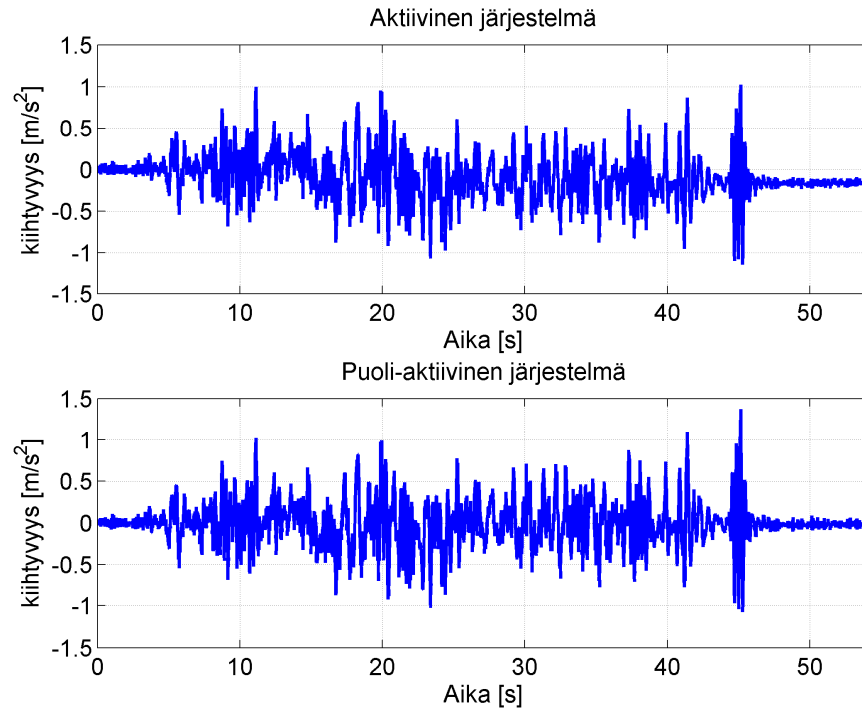


**Kuva 10.15** Hytin kiihtyvyys z-akselin suuntaan ilman paineakkuja ja akuilla.

Kuten kuvasta nähdään akkujen lisääminen pienentää kiihtyvyyksiä ja tuo lisää vaimennusta. Akkujen lisääminen laskee järjestelmän standardin mukaisen kiihtyvyyssarvoa hieman yli neljä prosenttia, jolloin järjestelmä pystyy vaimentamaan hieman yli 8 prosenttia tärinästä. On huomioitavaa, että akkujen vaikutus x- ja y-akselin suuntaisiin kiihtyvyyksiin on erittäin rajallinen ja simuloinnissa niiden vaikutus todettiin olevan x- ja y-akselin suuntaisiin tärinöihin mitätön.



Vaihtoehtona akuille on aktiivinen järjestelmä. Aktiivisessa järjestelmässä akut aiheuttavat järjestelmään viivettä, joka ei ole suotavaa. Aktiivinen järjestelmä luottaakin järjestelmän kykyyn tuottaa tärinän vastainen kiihtyvyys. Kuvassa 10.16 verrataan puoliaktiivisen ja aktiivisen järjestelmän kykyä vaimentaa z-akselin suuntaista tärinää. Vertailtavat järjestelmät ovat kuvan 9.9 ja kuvan 9.12 järjestelmät.



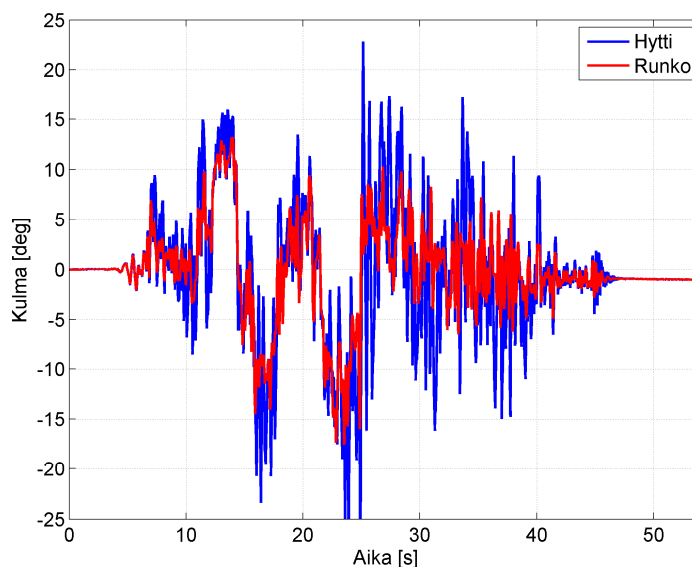
**Kuva 10.16** Hytin kiihtyvyys z-akselin suuntaan aktiivisella ja puoliaktiivisella järjestelmällä.

Kuvasta voidaan nähdä, että aktiivinen järjestelmä vaimentaa jonkin verran paremmin z- akselin suuntaista tärinää, kuin puoliaktiivinen, mutta ero jää pieneksi. Ilman min-käänlaista vaimennusta standardin mukainen z-akselin suuntainen RMS kiihtyvyysarvo on  $1.6001 \text{ m/s}^2$ , puoliaktiivisen järjestelmän tapauksessa se on  $1.5187 \text{ m/s}^2$  ja aktiivisen järjestelmän tapauksessa  $1.4850 \text{ m/s}^2$ . Toisin sanoen aktiivisella järjestelmällä saavutetaan kaksi ja puoli prosenttia suurempi vaimennus standardin mukaisessa kiihtyvyysarvossa.

Järjestelmien vaimennusten taajuuskaistojen eroja ei saatu simuloinnissa kunnolla esille, joka johtuu siitä, että herätteet on mitattu liian alhaisella näytteenottotaajuudella. Tämä rajaa taajuusspektrin välille 0-25 hertsiä, joka on liian pieni väli, jotta järjestelmien taajuuskaistat saataisiin näkyviin. Standardin mukaiseen kiihtyvyysarvoon tämä ei kuitenkaan vaikuta, koska standardin painotuskertoimet vaimentavat suurimmat taajuudet, joten ne eivät pääse vaikuttamaan laskettuun RMS arvoon. Kuten aiemmin on todettu, teorian pohjalta voidaan päätellä, että aktiivinen järjestelmä vaimentaa tehokkaasti matalia taajuuksia, mutta järjestelmän hitaus aiheuttaa rajataajuuden, jonka jäl-

keen järjestelmän vaimennuskyky heikkenee ja pahimmassa tapauksessa jopa vahvistaa tärinöitä. Puoliaktiivisella tällaista rajataajuutta ei ole ja näin ollen se vaimentaa aktiivista järjestelmää paremmin korkea taajuuksissa tärinöitä.

Kuvan 9.12 järjestelmän lisäksi kokeiltiin kuvan 9.15 aktiivista järjestelmää. Simuloinnissa järjestelmää testattiin mittauksen 3 herätteillä, kuten kaikkia edeltäviäkin järjestelmiä. Kuvan 9.15 järjestelmä kuitenkin pysty vaimentamaan z-akselinsuuntaista tärinää heikosti ja sen RMS-arvo oli  $1.5423 \text{ m/s}^2$ , eli se oli huonompi kuin kumpikaan edellisestä vaimennuksesta. Kuvan 9.15 ohjauksen säädössä tuli esille aktiivisen järjestelmälle tyypillinen ongelma. Sen vaatima ohjaus on erittäin monimutkainen, kun samalla venttiilillä pyritään kompensoimaan kallisteluja ja z-akselin suuntaista tärinää. Käytännössä ohjaukset häiritsevät toisiaan ja ristikkäisvaikutusten takia molempien suuntainen vaimennus heikkenee. Tätä ei ilmene puoliaktiivisessa järjestelmässä, jossa suuntaventtiilillä kompensoidaan kallisteluja ja akku ja virtausventtiilit hoitavat z-akselin suuntaisen vaimennuksen. Z-akselin suuntaisen tärinän vaimennuksen vaikutus kallisteluja kompensointiin nähdään kuvassa 10.17.



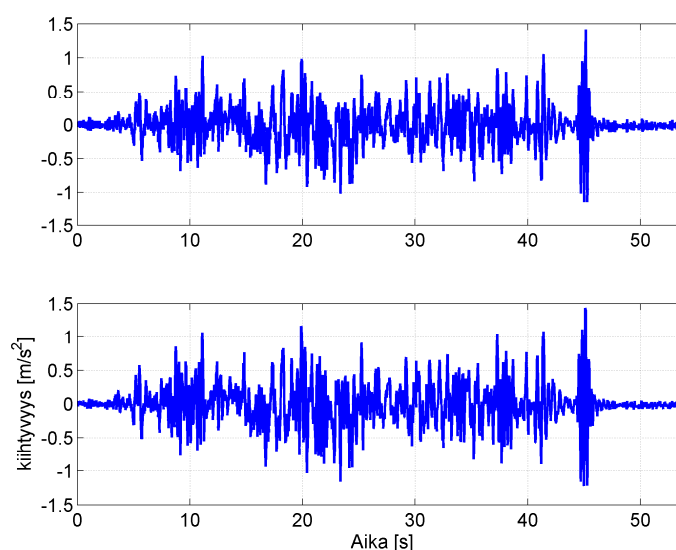
**Kuva 10.17** Hytin kallistelu x-akselin ympäri, kuvan 9.15 järjestelmällä.

Kuten kuvasta nähdään aktiivinen tärinä vaimennus aiheuttaa hyttiin kallisteluja, vaikka käytännössä tärinän vaimentamiseksi kaikkia sylintereitä ajetaan samaan suuntaan. Ongelma ilmenee siinä, että jokaisella sylinterillä on vain yksi ohjausventtiili, jolta vaaditaan kaksi toimintoa. Tämän takia vaimennus ja kallistelu kompensointi aiheuttaa tilanteen, jossa järjestelmä vahvistaa kallisteluja. Toimintojen yhdistäminen saattaisi olla mahdollista monimutkaisemmalla ohjausalgoritmilla, mutta sitä ei tässä työssä tutkita.

Näiden tulosten perusteella voidaan päätellä, että aktiivinen järjestelmä on hyvä, kun pyritään tehdä vain z-akselin suuntaista tärinää, mutta puoli-aktiivinen järjestelmä-

akuilla varustettuna on parempi, kun kone kallistelee nopeasti. Tämän takia aktiivisten järjestelmien tutkiminen jätetään pois 4-sylinterisistä järjestelmistä.

Puoliaktiivisten järjestelmien tapauksessa kolmisylinterisistä järjestelmistä on jäljellä vielä kuvien 9.6 ja 9.8 järjestelmät. Ensimmäiseksi simuloidaan kuvan 9.6 järjestelmä. Sen etuna on yksinkertaisuus, mutta simuloinnissa halutaan tietää, kuinka yksi puolisen sylinterin vaikutus vaimennukseen. Kuvassa 10.18 nähdään hytin z-akselin suuntainen kiihtyvyys ja alemmassa rungon kiihtyvyys.



**Kuva 10.18** Hytin ja rungon x-akselin suuntainen kiihtyvyys.

Kuvasta on nähtävissä, että järjestelmä vaimentaa jonkin verran ja poistaa pienimpiä kiihtyvyyksiä kokonaan, mutta suurimmat kiihtyvyys piikit vaimenevat vain osittain. Simuloinnissa todettiin että järjestelmä vaimennus miinus-suuntaan on pari prosenttia suurempi kuin sylinterin plus-suuntaan. Tämä luultavasti johtuu siitä, että järjestelmällä ei pystytä luomaan voimaa, joka vastustaisi liikettä z-akselin plus-suuntaa. Tämän takia järjestelmän z-akselin suuntaisen kiihtyvyyden RMS-arvo on  $1.5181 \text{ m/s}^2$ , kun taas aktiivisen oli  $1.4850 \text{ m/s}^2$ . On kuitenkin huomioitavaa, että vaimennus on hie- man parempi kuin kuvan 9.9 järjestelmällä, jonka RMS-arvo oli  $1.5187 \text{ m/s}^2$ .

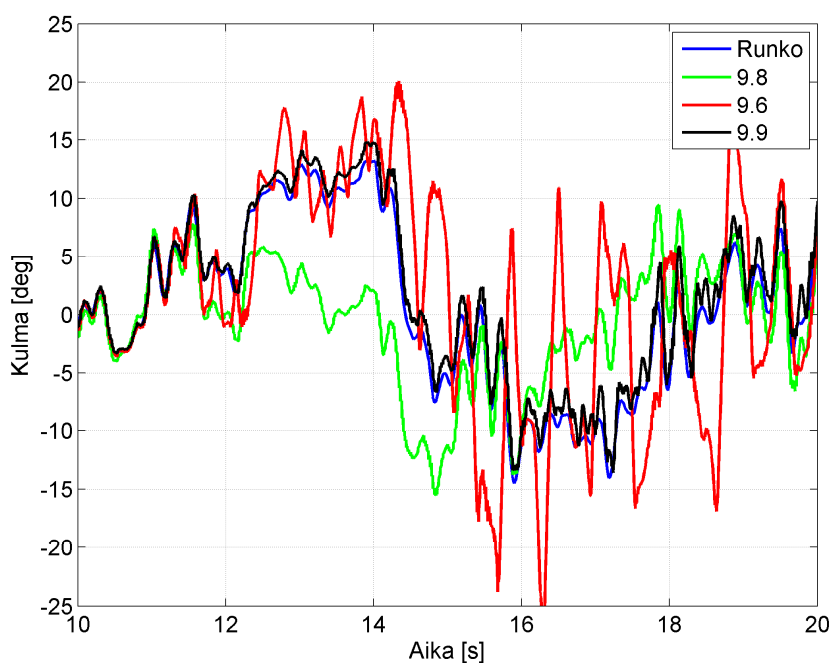
Koska järjestelmien toiminta on hyvin samanlaista kuvien 9.6, 9.8 ja 9.9 eroja on helpompi verrata RMS-arvojen perusteella kuin kuvaajien avulla on Taulukossa 10.1 esitetty järjestelmien ja herätteen kiihtyvyysarvot.

Suunta/Järjestelmä	Heräte	9.6	9.8	9.9
Y	1.9249	1.6185	1.6185	1.6185
X	2.0940	1.5992	1.5992	1.5992
Z	1.6001	1.5171	1.5380	1.5187

**Taulukko 10.1** Hytin kiihtyvyys arvot puoliaktiivisilla 3 sylinterisillä järjestelmillä.

Taulukosta on huomattavissa, että kaikilla kolmella x- ja y-akselin suuntaiset arvot ovat samat. Tämä johtuu siitä, että simulointimalli on liian monimutkainen, jotta tietokone jaksaisi ajaa kaikilla herätteillä täyttä mallia. Tästä syystä vakautusjärjestelmä kytkettiin pois päältä, jonka takia x- ja z-akselin suuntaiseksi vaimennukseksi jää vain koneen mekanismin vaimennus, joka on sama kaikissa kolmessa järjestelmässä.

Tämän takia järjestelmien passiivista vakautuskykyä tutkittiin ajamalla herätteenä mittauksen 3 rungon kallisteluja herätteenä. Tällä tavalla pystyttiin tutkimaan koneen vakautusta ilman vakautuksen ohjauksen vaikutusta. Vakautuksen ohjauksen vaikutus haluttiin eliminoida, koska vakautuksen tehokkuus riippuu hyvin paljon sen ohjauksesta ja ilman kunnollista ohjausta vakautusjärjestelmä vaan voimistaa kallisteluja. Työn tarkoituksena ei ole tutkia tärinävaimennuksen ohjausta, joten vakautuksen ohjauksen toteuttamista ei nähty tarpeellisenä, vaan se korvattiin yksinkertaisella ohjauksella, jotta järjestelmä saataisiin simulointitasolla, joka mahdollistaa hydraulikomponenttien toiminnan tutkimisen. Järjestelmien passiivisen vakautuksen erot näkyvät kuvassa 10.19.



**Kuva 10.19** Hytin ja rungon sivuttaiskallistelu

Järjestelmiä verratessa on helppo huomata, että yksipuolisella sylinterillä varustettu järjestelmä 9.6 vaimentaa kallisteluja hyvin heikosti. Monissa tilanteissa järjestelmä aiheuttaa suuria kulmakiihtyvyyksiä ja käytännössä voimistaa hytin kallisteluja. Kuvan 9.9 järjestelmä taas ei oikeastaan vaimenna kallisteluja eikä vahvista niitä ollenkaan. Järjestelmä pitää hyttiä kokoajan hieman oikealle kallistuneena runkoon verrattuna. Kolmesta järjestelmästä kahdella akulla varustettu järjestelmä 9.8 on paras vakauttamaan hyttiä. Järjestelmä pystyy pienentämään hytin kallistelukulmaa, vaikka suuret kulma nopeudet

jäävät siltäkin vaimentamatta, mutta se pystyy suoristamaan passiivisesti hyttiä, mihin mikään muu järjestelmä ei pysty.

Kolmisylinterisissä järjestelmissä löytyi monta tehokasta vaimennustapaa. Z-akselin suuntaisen värinän vaimennuksessa tehokkain oli kuvan 9.12 mukainen aktiivinen järjestelmä. Puoliaktiivisista tehokkain oli kuvan 9.6 järjestelmä, joka tosin oli kaikista huonoin passiivisen vakautuksensa osalta. Vakautuksen kannalta paras oli kuvan 9.8 järjestelmä, joka taas oli z-akselin suuntaisen värinän vaimennuksessa huonoin. Järjestelmien väliin jäi kuvan 9.9 järjestelmä, joka ei ollut missään tapauksessa paras taikka huonoin. Järjestelmien monimutkaisuuden kannalta kuvan 9.6 järjestelmässä on vähiten komponentteja ja monimutkaisin kuvan 9.15 järjestelmä. Taas kuvan 9.9 järjestelmä osoittautui hyväksi vaihtoehdoksi yksinkertaisen rakenteensa ja kohtuullisen vaimennuksen kannalta.

## 10.5 Nelisylinteriset järjestelmät

Nelisylinterisistä järjestelmistä simuloidaan kuvien 9.9 ja 9.12 järjestelmät. Tällä tavalla pyritään selvittämään kuinka yhden sylinterin lisääminen hytin etureunaan vaikuttaa järjestelmän toimintaa. Simulointiin valittiin puoli-aktiivinen ja aktiivinen järjestelmä, jotta saataisiin selville järjestelmätyypin ja sylintereiden väliset vaikutus-suhteet.

Kuvan 9.9 tapauksessa on käytössä neljä itsenäistä vaimennuselementtiä, molemmat etupään ovat samanlaiset ja takapään vaimennuselementit ovat samanlaiset. Etupään sylinteri ovat hieman kauempana x-akselin kuskin massakeskipisteestä kuin takapään vaimennuselementeistä. Y-akselin suunnassa kaikki sylinterit ovat yhtä kaukana kuskin massakeskipisteestä. Z-akselin suunnassa kaikki sylinterit ovat asennettu samaan tasoon. Etu- ja takapään vaimennus elementtien erona ovat sylinterit ja akut. Etupään vaimennuselementtien akkujen ongelmana on suuri kuormituksen suhde, etupään akun pienin sallittu käyttöpaine on suurempi, kuin järjestelmän pienin paine ja akun suurin käyttöpaine on pienempi kuin järjestelmän suurin paine. Tämän etupään takia sylintereitä tulisi siirtää lähemmäksi hytin y-akselia, tällöin kuormitusvaihtelut pienentyisivät ja akun esitäyttöpaine voitaisiin mitoittaa sopivaksi. Järjestelmä kuitenkin simulointiin samoilla sylinterien sijoituspaikoilla kuin muutkin järjestelmät, koska simuloimassa lämpötila ei vaihtelee ja akun sallittujen käyttöpainerajat ovat suuremmat ja riittävät järjestelmän simulointiin.

Simuloinnissa todettiin sylinterin lisäämisen heikentävän kuvan 9.9 järjestelmän z-akselin suuntaista vaimennusta. Järjestelmän RMS-kiihtyvyys arvo oli 1.5648 eli vaimennusta tapahtui noin 2,2 %:a joka on yksi neljännes kolmisylinterisen järjestelmän vaimennuksesta. Vaimennuksen huonontumisen todettiin johtuvan etupään kasvaneesta jousivakiosta. Kuormituksen jakaminen kahdelle sylinterille pienentää sylinterien kuormitusvaihtelua ja kahden vaimennuselementin rinnan kytkeminen kaksinkertaistaa järjestelmän jousivakion. On huomioitavaa että vaikka akkujen mitoituksessa tärkeä

kuormitusten suhde kasvaa, vaikka kuormitusvaihtelu pienenee, tämän takia sylinterin lisääminen vaikeuttaa akun valintaa ja sen hyötyä järjestelmässä.

Kuormitusvaihtelun pientymisen ja jousivakion kasvamisen takia järjestelmän sylinteri liikkuvat vähemmän ja samalla hytin ja rungon kiihtyvyysero pienenee, näin ollen suurempi osa rungon tärinöistä välittyy sylinterien kautta hytille ja vaimennus heikkenee. Tämän takia ainakin puoliaktiivisen järjestelmän tapauksessa nelisynterinen järjestelmä on kolmisylinteristä huonompi, kun vielä lisätään yhden sylinterin lisäämisen aiheuttamat lisäkustannukset ero neli- ja kolmisylinterisen järjestelmän välillä kasvaa.

Kuvan 9.12 aktiivisen järjestelmän tapauksessa vaimennuselementtien sijoitus on sama kuin kuvan 9.9 järjestelmän tapauksessa, koska kuvan 9.12 järjestelmässä ei ole akkuja sylinterien asennuspaikalla ei ole niin suurta merkitystä, kuin kuvan 9.9 järjestelmän tapauksessa. kuten puoliaktiivisenkin järjestelmän tapauksessa simuloinnissa todettiin neljännen vaimennuselementin heikentävän järjestelmän vaimennusta. Neljällä vaimennuselementillä järjestelmän RMS-arvo oli  $1.5026 \text{ m/s}^2$ , jolloin järjestelmän vaimennus on noin 6 %:a, eli hieman vähemmän kuin kolmisylinterisen järjestelmän tapauksessa. Aktiivisen järjestelmän tapauksessa ei järjestelmän jousivakiolla ole niin suurta vaikutusta, kuin puoliaktiivisen järjestelmän tapauksessa, koska järjestelmän jousivakio on joka tapauksessa niin suuri, joten sen kasvulla on enemmänkin positiivinen vaikutus. Huonontunut vaimennus johtuu osaltaan lisää sylinterin aiheuttamasta staattisen kitkan kasvusta ja siitä, että järjestelmän lisääntyneestä voiman tuotannosta. Lisääntynyt voiman tuoton takia hytin kiihtyvyydet kasvavat ja järjestelmän viiveen takia järjestelmä vahvistaa suuria taajuuksia, joten järjestelmän kokonaisvaimennus heikkenee.

Molempien järjestelmien tapauksessa vaimennus elementin lisääminen heikentää järjestelmän vaimennusta. Aktiivisen järjestelmän tapauksessa ero on pieni, mutta aktiivisessa järjestelmässä komponentit ovat kalliita, joka taas kasvattaa ero kolmisylinterisen järjestelmän eduksi. Kummallakin järjestelmällä saavutetaan heikompi vaimennus ja järjestelmän hinta kasvaa, kun järjestelmään lisätään neljäs vaimennuselementti. Näin ollen simuloinnin perusteella voidaan sanoa, että kolmisylinterinen järjestelmä on nelisynteristä parempi.

## 10.6 Tulosten tulkinta

Simuloinnissa ei päästy kappaleessa 7 esitettyihin vaimennus lukuihin, mutta tämä oli osaltaan oletettavaa, koska simuloinnissa käytettiin herätteitä jotka ei ole mitenkään optimoitu vaimennusjärjestelmälle helpoiksi, vaan ne edustavat äärimmäistä tilannetta, joka on koneen normaalikäyttö vaativampaa. Tämän lisäksi z-akselin herätteenä jouduttiin käyttämään x-akselin suuntaista mittaustietoa, koska mittausrvirheen takia sitä ei saatu mitattua. Lisäksi mallit olivat niin suuria, että ne olivat liian raskaita simuloida normaalilla tietokoneella, tämän takia malleja jouduttiin ajamaan osissa ja minimi aika-

asekelta piti rajoittaa. Nämä asiat voivat vaikuttaa järjestelmä tuloksiin. Tämän lisäksi simuloinnissa järjestelmissä käytettiin yksinkertaisia ohjaus algoritmeja, koska niiden tutkiminen ei ollut työn tarkoituksena. Tämä heikensi järjestelmien toiminta mahdollisuuksia puoli-aktiivisten ja aktiivisten järjestelmien kohdalla, passiivisen järjestelmien toimintaan sillä ei ollut vaikutusta, koska niissä ei ole minkäänlaista ohjausta.

Simuloinnilla saatiin kuitenkin tutkittua vaimennusjärjestelmien hydraulisten komponenttien toimintaa ja erilaisten hydraulipiirien käyttöä vaimennusjärjestelmässä. Tähän tarkoitukseen simulointi malli oli tarpeeksi tarkka ja järjestelmien dynamiikkaa saatiin tutkittua. Mallia myös käytettiin järjestelmän toiminnan säätämiseksi ja mitoitus-tietojen tarkistamiseksi. Samalla komponenttien mitoitus saatiin parannettua vaimennuksen lisäämiseksi.

Simuloinnissa huomattiin kaksisylinterisen järjestelmän vaimennuksen riippuvan hyvin paljon vaimennuselementtien kanssa käytetystä nivelestä. Hydroholkin avulla saavutetaan kohtuullinen vaimennus kaikkiin kolmeen suuntaan, mutta samalla se estää kallistelun vakauttamisen sivuttaissuunnassa. Sivuttaiskallistelu aiheuttaa y-akselin suuntaista kiihtyvyyttä, jolle ihminen on erityisesti herkkä ja tämän takia tällaisen järjestelmän käyttö ei ole suotavaa. Jos hydroholkki korvataan nivellellä joka salli kiertymisen x-akselin ympäri, voidaan kaksisylinterisellä järjestelmällä vaimentaa kallisteluja x-akselin ympäri. Tällöin kuitenkin järjestelmä menettää kykynsä vaimentaa akseleiden suuntaista tärinää, koska nivel tarjoaa siirtotien rungosta suotaan hyttiin. Tämän takia tällaista järjestelmää ei tulisi käyttää, näin ollen voidaan sanoa, että kaksi sylinteriset järjestelmät eivät ole riittäviä metsäkoneessa, joka kallistelee kahden akselin ympäri ja johon kohdistuu akseleiden suuntaista tärinää.

Kolmisylinteriset järjestelmät olivat simuloinnissa parhaimpia. Akkujen avulla puoliaktiivisiin järjestelmiin saatiin lisättyä passiivista vaimennusta ja vakautusjärjestelmän avulla ne pystyivät vakaamaan pieni taajuuksia kallisteluja. Tuloksissa kuitenkin huomattiin, että passiivin vakautus ja z-akselin suuntainen vaimennus on mahdoton optimoida hyväksi yhtä aikaa. Yleisesti z-akselin suuntaisen vaimennuksen optimointi heikensi kallistelu vakautusta ja päinvastoin. Kuvan 9.12 aktiivinen järjestelmä oli z-akselin suuntaisen kiihtyvyyden vaimennuksessa paras, mutta puoliaktiivisella järjestelmillä päästiin kuitenkin oletettua lähemmäksi.

Nelisylinteriset järjestelmät eivät pystyneet yhtä hyvään vaimennukseen, kuin vastaavat kolmisylinteriset järjestelmät. Huonomman vaimennuksen ja suuremman hinnan takia nelisylinteriset järjestelmät eivät ole suositeltavia. Niiden haittana ovat myös se että sylinterien ohjausvirheet tai vikatilanteen saattavat aiheuttaa tilanteen, jossa kolme sylinteriä pyrkii liikkumaan toiseen suuntaan ja yksi sylinteri toiseen, tällöin hyttiin aiheutuu vääntö, joka kuormittaa hytin runko rakennetta turhaan.

## 11 YHTEENVETO

Tärinä aiheuttaa metsäkoneen kuljettajalle turhaa epämukavuutta, pienentää sallittua työaikaa, hidastaa työtahtia, pienentää tehokkuutta ja altistaa koneen kuljettajan terveyshaitoille. Tämän takia tärinän vaimennus on suotavaa ja tulevaisuudessa lainsäädännön takia pakollista.

Työssä tutkittiin kuinka hydrauliiikan avulla voidaan tärinöitä vaimentaa ja parantaa koneen kuljettajan mukavuutta. Teorian pohjalta pääteltiin että vakautusjärjestelmä mahdollistaa koneen mukavuuden parantamisen ja lisää kuljettajan mukavuutta. Simuloinnissa kuitenkin todettiin sen vahvistavan kiihtyvyyksiä, jos sitä ei ohjata oikein. Tämän takia suurimmat kulmakiihtyvyydet tulee vaimentaa passiivisesti, jonka takia järjestelmässä tulisi olla paineakku pienentämässä järjestelmän jousivakiota. Akkujen parhaaksi määräksi todettiin yksi akku jokaista vaimennuselementtiä kohti. Tällöin saavutettiin hyvä vaimennus. Kuristusventtiilejä lisättiin järjestelmään tuomaan lisää vaimennusta.

Näillä komponenteilla pystyttiin luomaan järjestelmä, joka mahdollisti parhaimmillaan noin 10 %:n vaimennuksen. Muissa tutkimuksissa on kuitenkin todettu tällaisilla vaimennusjärjestelmillä jopa 50 %:n vaimennuksia. Työssä paras vaimennus saatiin aktiivisella järjestelmällä, jossa jokaista sylinteriä ohjattiin 4/3 protoventtiileillä. on kuitenkin huomattavaa muista tutkimustuloksista että todellista näyttöä suurista vaimennuksista ei muissa tutkimuksissa ollut. Esimerkiksi Ponssen järjestelmä vaimentaa vain yhtä suuntaa tehokkaasti, mutta vahvistaa muita suuntia, joten standardin mukainen arvo nousee vaimennusjärjestelmän ansiosta eikä laske. Rottnen tapauksessa vaimennusta tapahtuu, mutta sekin vaan 10 %:a, joka on melko lähellä simuloinnissa saatua 8 %:a. Näin ollen vaikka teoriassa puhuttuihin suuriin vaimennus arvoihin ei päästy, saatiin järjestelmä kuitenkin toimimaan nykyjärjestelmiin verrattuna hyvin.

Työn tutkimuksen perusteella parhaaksi järjestelmäksi todettiin kuvan 9.9 järjestelmä, varustettuna vakautusjärjestelmällä. Järjestelmä pystyi vaimentamaan tärinöitä kohtuullisesti ja vakautusjärjestelmän avulla kallisteluja saadaan kompensoitua. Järjestelmä tulisi toteuttaa kolmella vaimennuselementillä, jotta saadaan paras mahdollisen vaimennus mahdollisimman pienin kustannuksin. Kun järjestelmä varustetaan vakauksella, voidaan kuljettajan mukavuutta parantaa vielä lisää. On kuitenkin huomattavaa, että ilman kunnollista ohjausta vakausjärjestelmää ei tulisi käyttää, koska silloin se vain vahvistaa kiihtyvyyksiä.

Aktiivinen järjestelmä olisi puoli-aktiivista parempi, mutta sen kalliit komponentit nostavat sen hintaa niin paljon, että hinta-laatu suhde laskee. Kuitenkin tulevaisuudessa aktiivinen järjestelmä tulee olemaan paras vaihtoehto, kun tarvittavien nopeiden venttiilien hinta laskee ja viiveet pienenevät, jolloin aktiivisen järjestelmän vaimennuksen taajuuskaista laajenee ja hinta laskee. Tällöin se tulee olemaan puoliaktiivista parempi.



Lopputuloksena voidaan sanoa, että hydraulisella vaimennuksella voidaan vaimentaa z-akselin suuntaista tärinää melko tehokkaasti, mutta hydraulikka järjestelmän vaikutus muihin suuntiin jää pieneksi. Muista suunnista voidaan kompensoida vaan kallistelun aiheuttamisen kiihtyvyyksien vaimentamiseen. On kuitenkin muistettava, että kallistelut aiheuttavat vaan pienen osan kiihtyvyyksistä, kallistelun vakaamisella onkin enemmän hyötyä kuljettajan mukavuuden parantamisessa, kuin standardin mukaisen kiihtyvyyksarvon pienentämisessä.

## LÄHTEET

Almqvist, R., Attebrant, M., Gellerstedt, S., Myhrman, D., Wikström, B., Winkel, J. Metsäkoneiden ergonomia suositukset pohjoismaissa. 1999. Vantaa. Arbetslivsinstitutet, Skogforsk, Svergies lantbruksuniversitet. 86 s.

Baes, J. Vibrationsdämpning av skotare. 2008 Uppsala, Skogforsk, Skogforsk 667 /2008. 62 s.

Bauer, W. 2011. Hydropneumatic suspension systems. Berliini. Springer. 237 s.

CR 12349. 2001. Mekaaninen värähtely. Opas tärinän terveysvaikutuksista ihmiskehoon. Helsinki. Suomen Standardisoimisliitto SFS. 26 s.

Fonselius, J., Rinkinen, J., Vilenius, M. 1995. Hydraulikka II. Tampere. Juvenes. 226 s.

Fonselius, J., Rinkinen, J., Vilenius, M. 2006. Koneautomaatio Servotekniikka. Tampere. Tampereen Yliopistopaino Oy. 194 s.

Harris, C.M., Piersol, A.G. 2002. Harris' Shock and Vibration Handbook (5th Edition). New York. McGraw-Hill Professional Publishing.

Henttinen, M., Hynnä, P., Lahti, T., Nevala, K., Vähäniikkilä, A., Järviluoma, M. 2002. Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa. Espoo. VTT. 118 s.

Hydac. 2011. FDE2. [WWW]. [Viitattu 20.10.2011]. Saatavissa: <http://www.hydac.com/fileadmin/pdb/pdf/PDI0000000000000010000213411-0001.pdf>

Järviluoma, M., Virtanen, T., Nevala, K., Marjanen, Y. 2003. Active damping of vertical vibrations of a tractor cabin. Tenth international congress on sound and vibration, Stockholm, Sweden, July 7-10, 2003.

Jönsson, P. Hydrauliskt dämpad hytt – ett lyft för arbetsmiljön? 2010. Uppsala, Skogforsk, Skogforsk 712 /2010. 16 s.

Jönsson, P., Löfgren, B., Thor, M. 2010. Aktiv dämpning minskar hellkropsvibrationerna i skotare. 2010 Uppsala, Skogforsk, Resultat 8/2010. 4 s.

Khajavi, M., Abdollahi, V. 2007. Comparison between Optimized Passive Vehicle Suspension System and Semi Active Fuzzy Logic Controlled Suspension System Regarding Ride and Handling. World Academy of Science, Engineering and Technology (2007)25, s.57-61

Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M. 2006. Hydraulitekniiikan perusteet. Helsinki. WSOY. 354 s.

Kättö, J., Salminen, H. 1973. Tutkimusselostus metsätraktorien melu, värinä ja heilunta. Helsinki. Valtion maatalouskoneiden tutkimuslaitos. 35 s.

Lahti, T. 2002. Kuljetusvälineiden vaimennusratkaisut – State-of-the-art-kirjallisuusselvitys. Espoo. VTT. 88 s.

Marjanen, Y. 2003. Värinädirektiivi uhkaa. Metallitekniikka 56(2003)9, s.33–39

Marjanen, Y. 2004. Värinätaasot työkonelissa edelleen suuria. Metallitekniikka 54(2004)11, s.22-23

Sampo-Rosenlew. 2011. Harvesteri 1066. [WWW]. [Viitattu 20.1.2012]. Saatavissa: <http://www.sampo-rosenlew.fi/fi/tuotteet/harvesterit/sr1066.html>

SFS-EN ISO-8041. 2005. Värinän vaikutus ihmiseen. Mittauslaitteisto. Helsinki. Suomen Standardisoimisliitto SFS. 91 s

Tervola, J. 2003. Työnantaja arvioi värinäaltistuksen. Metallitekniikka 56(2003)9, s.37

VNa 6.7.2005/48. 2005. Valtioneuvoston asetus työntekijöiden suojelemisesta värinästä aiheutuvilta vaaroilta. Saatavissa: <http://www.finlex.fi/fi/laki/alkup/2005/20050048>

Wikipedia. 2011. Coulumb damping. [WWW]. [Viitattu 20.10.2011]. Saatavissa: [http://en.wikipedia.org/wiki/Coulomb\\_damping](http://en.wikipedia.org/wiki/Coulomb_damping)